



**TUGAS AKHIR - TM141586**

# **STUDI EKSPERIMENTAL UNJUK KERJA LPG - ENGINE GENERATOR SET BERBAHAN BAKAR CNG DENGAN VARIASI SUDUT PENGAPIAN DAN AFR**

**SYAHRUL NI'AM  
NRP. 2113 105 029**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2016**



**FINAL PROJECT - TM141586**

**EXPERIMENTAL STUDY FOR IGNITION TIMING AND AFR  
VARIATION OF LPG - ENGINE GENERATOR SET  
PERFORMANCES WITH CNG FUELED**

**SYAHRUL NI'AM  
NRP. 2113 105 029**

**Advisor  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Technology  
Institute of Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2016**



**TUGAS AKHIR - TM141586**

**STUDI EKSPERIMENTAL UNJUK KERJA LPG-  
ENGINE GENERATOR SET BERBAHAN BAKAR CNG  
DENGAN VARIASI SUDUT PENGAPIAN DAN AFR**

**SYAHRUL NI'AM  
NRP. 2113 105 029**

**Dosen Pembimbing  
Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2016**

**STUDI EKSPERIMENTAL UNJUK KERJA LPG-  
ENGINE GENERATOR SET BERBAHAN BAKAR  
CNG DENGAN VARIASI SUDUT PENGAPIAN DAN  
AFR**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
Pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :  
**SYAHRUL NI'AM**  
Nrp. 2113 105 029

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. **Dr. Bambang Sudarmanta, ST.MT** ..... (Pembimbing)  
NIP. 197301161997021001
2. **Ary Bachtiar, ST., MT., Ph.D** ..... (Penguji I)  
NIP. 197105241997021001
3. **Ir. Kadarisman** ..... (Penguji II)  
NIP. 194901091974121001
4. **Prof. Dr. Ir. Djatmiko Ichsani, M.Eng.** ..... (Penguji III)  
NIP. 195310191979031003

**SURABAYA  
JANUARI, 2016**

# **STUDI EKSPERIMENTAL UNJUK KERJA *LPG ENGINE* - GENERATOR SET BERBAHAN BAKAR CNG DENGAN VARIASI SUDUT PENGAPIAN DAN AFR**

**Nama Mahasiswa** : Syahrul Ni'am  
**NRP** : 2113 105 029  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Pembimbing** : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

## ***Abstrak***

*Kebutuhan energi listrik hampir menjadi kebutuhan primer bagi masyarakat modern di Indonesia. Hal ini dikarenakan energi listrik termasuk salah satu jenis energi yang mampu dirubah menjadi energi lain dan banyak membantu kegiatan sehari-hari. Salah satu alat penghasil listrik adalah *LPG ENGINE GENERATOR SET*. Alat ini merupakan salah satu jenis *GENSET* yang digerakkan oleh *Spark Ignition engine* serta didesign mampu beroperasi dengan dua jenis Bahan Bakar Gas (BBG) yaitu *LPG* dan *CNG*. Diantara beberapa karakterisasi pembakaran, salah satu properties yang mempengaruhi proses pembakaran adalah *flame speed* dan *AFR*, Nilai *stochiometric ratio* *CNG* dan *LPG* yang berbeda serta karakter *flame speed* *LPG* dan *CNG* yang lebih rendah dari pada bensin menjadikan perlunya pengaturan sudut pengapian serta campuran bahan bakar dan udara yang sesuai agar proses pembakaran yang terjadi menjadi optimal.*

*Penelitian ini dilakukan secara eksperimental pada mesin *LPG GENSET Green Power CC5000-LPG* yang telah dilakukan perubahan sistem pengapiannya dari sistem pengapian magneto menjadi sistem pengapian *ECU-Programable* agar mampu divariasikan sudut pengapiannya, serta ditambahkan komponen tambahan seperti *DC blower* yang diletakkan pada saluran inlet udara dan diberikan komponen *pressure regulator* pada saluran inlet bahan bakar agar bisa mengvariasikan *AFR*. Selain itu juga peneliti membandingkan pengaruh perubahan unjuk kerja mesin*



*berbahan bakar LPG dengan CNG. Variasi sudut pengapian yang dilakukan antara lain 20°, 23° dan 26° BTDC. Selanjutnya variasi tekanan masuk bahan bakar yang diberikan diantaranya 40 mbar, 80 mbar, 120 mbar, dan 160 mbar. Kemudian variasi blower dilakukan dengan merubah voltage regulator yaitu 12 V dan 24 V.*

*Hasil keseluruhan pengujian unjuk kerja LPG engine Generator set berbahan bakar CNG terbaik yaitu pada variasi sudut pengapian 26° BTDC, 24 V DC Blower dan variasi tekanan 120 mbar dengan peningkatan Ne : 48,31%, MEP : 46,91%, Torsi 46,911%, efisiensi thermal : 95,35%, efisiensi volumetric : 102,77% serta penurunan SFC : 46,909% dibandingkan menggunakan bahan bakar LPG Standard. selanjutnya kondisi operasi pengujian terbaik diatas memiliki kandungan emisi rata – rata senilai CO : 0,057 %vol. ; CO<sub>2</sub> : 3,578 %vol ; dan HC : 85,5 Ppm dan masih dibawah ambang batas emisi.*

***Kata kunci: LPG GENERATOR SET, ECU-Programable, BTDC, Stochiometric Ratio, Flame Speed, AFR, Sistem Pengapian Magneto, Ne, Torsi, MEP, SFC, Efisiensi Termal, Efisiensi Volumetric.***

# **EXPERIMENTAL STUDY FOR IGNITION TIMING AND AFR VARIATION OF LPG ENGINE - GENERATOR SET PERFORMANCE WITH CNG FUELED**

**Student Name** : Syahrul Ni'am  
**NRP** : 2113 105 029  
**Department** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Advisor** : Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T.

## ***Abstract***

*Electrical energy requirement almost become a primary consumption for modern society in Indonesia. that because the electrical energy is the one type of energy which can to be converted into other energy and helped many daily activities. One means of generating electricity is LPG GENERATOR SET. this is the one type of Genenerator that driven by Spark Ignition engines system and designed capable of operating with two types of Fuel Gas, namely LPG and CNG. Among the characterization of combustion, one of the properties that make some affect to the combustion process is flame speed and AFR, stoichiometric ratio of CNG and LPG are different as well as the character of flame speed LPG and CNG are lower than on gasoline makes the necessity to mapping for ignition timing to make support as well as the mixture of fuel and air appropriate the combustion process to make optimal performance engine.*

*This research was carried out experimentally on the LPG ENGINE GENERATOR Green Power CC5000-LPG who was changed from magneto ignition system into ECU-Programmable ignition system, so that the ignition timing can be variated by ECU, as well as add some components to support the combustion such as a DC blower who is placed on the inlet channel air and given pressure regulator on the fuel inlet line in. It also compared the effects of performance LPG-engine who fueled with CNG. the variation of ignition timing are 20°, 23° and 26° BTDC.*



*Furthermore, the fuel inlet pressure will be varied on 40 mbar to 80 mbar, 120 mbar and 160 mbar. Then the blower variation is done by changing the voltage regulator about 12 V and 24 V.*

*The overall best data of performance testing LPG engine generator with CNG fueled are 26oBTDC ignition timing , 24 V DC Blower and 120 mbar variation pressure, the rising performance are Ne: 48.31%, MEP: 46.91%, 46.911% torque, Thermal efficiency: 95.35%, volumetric efficiency: 102.77% and a decrease in SFC: 46.909% compared to using LPG fuel standard. the emission result for that operating conditions are CO: 0.057% vol. ; CO<sub>2</sub>: 3.578% vol; and HC: 85.5 ppm and that still below of the standard emission limits on Indonesian country.*

***Keyword: LPG GENERATOR SET, ECU-Programable, BTDC, ignition timing, Stochiometric Ratio, Flame Speed, AFR, Magneto ignition system, Ne, Torsi, MEP, SFC, Thermal efficiency, Volumetric efficiency, CO, CO<sub>2</sub>, HC.***



## KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas rahmat dan hidayah-Nya, tugas akhir yang berjudul **“STUDI EKSPERIMENTAL UNJUK KERJA LPG ENGINE - GENERATOR SET BERBAHAN BAKAR CNG DENGAN VARIASI SUDUT PENGAPIAN DAN AFR “** ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin Produksi ITS Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besar Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwaku.
2. Dr. Bambang Sudarmanta, ST., MT sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
3. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar - benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.
4. Dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.

5. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
6. Seluruh keluarga laboratorium teknik pembakaran dan bahan bakar yang telah menyediakan tempat dan telah memberikan bantuan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa Mesin pada khususnya.

Surabaya, Januari 2016

Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	iv
KATA PENGANTAR.....	viii
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR.....	xii
 BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Batasan Penulisan.....	3
1.4 Tujuan Penulisan.....	3
1.5 Manfaat Masalah.....	4
 BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI	
2.1 Siklus Motor Otto.....	5
2.2 Pembakaran Pada Otto Engine.....	10
2.2.1 Diagram Tekanan – Derajat Engkol.....	10
2.2.2 Reaksi Kimia Proses Pembakaran.....	12
2.3 Jenis Bahan Bakar.....	13
2.3.1 Bahan Bakar LPG.....	13
2.3.2 Bahan Bakar CNG.....	14
2.4 Karakteristik Bahan Bakar terhadap Performa <i>Engine</i> .....	16
2.4.1 Volume Silinder <i>Engine</i> .....	16
2.4.2 Flame Speed.....	16
2.4.3 <i>Calorific Value</i> (Nilai Kalor) .....	17
2.4.4 Spark Timing.....	19
2.5 Parameter Unjuk Kerja Motor <i>Otto</i> .....	22
2.5.1 Daya Efektif (Ne) .....	23
2.5.2 <i>Mean Effective Pressure (MEP)</i> .....	23
2.5.3 <i>Torsi</i> .....	25
2.5.4 <i>Specific Fuel Consumption (SFC)</i> .....	25
2.5.5 <i>Effisiensi Thermal (<math>\eta_{th}</math>)</i> .....	25

2.5.5 Efisiensi <i>Volumetris</i> ( $\eta_v$ ) .....	26
2.6 Polusi Udara.....	26
2.6.1 Hidrokarbon ( <i>HC</i> ) .....	28
2.6.2 Karbon Monoksida ( <i>CO</i> ) .....	28
2.6.3 Karbon Dioksida ( <i>CO<sub>2</sub></i> ) .....	28
2.6.4 Ambang Batas Emisi Gas Buang.....	29
2.7 <i>Engine Control Unit (ECU)</i> .....	30

### BAB III METODOLOGI

3.1 Metode Pengujian.....	33
3.2 Alat Uji.....	33
3.2.1 Engine Test.....	33
3.2.2 Alat Ukur.....	34
3.2.3 <i>Converter kit</i> dan Peralatan Modifikasi Tambahan.....	38
3.3 Skema Penelitian.....	31
3.4 Prosedur Pengujian.....	42
3.4.1 Modifikasi saluran inlet udara dengan posisi <i>swing valve</i> karburator <i>fully open</i> .....	42
3.4.2 Modifikasi Saluran Bahan Bakar Gas. ....	43
3.4.3 Modifikasi Sistem Pengapian <i>LPG Engine-Generator Set</i> .....	44
3.4.4 Tahapan Pengujian.....	46
3.5 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	50
3.5.1 <i>Flowchart</i> Percobaan <i>LPG</i> .....	50
3.5.2 <i>Flowchart</i> Percobaan <i>CNG</i> .....	51
3.6 Rancangan Eksperimen.....	52

### BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Pengujian Eksperimen.....	55
4.2 Contoh Perhitungan Eksperimen.....	57
4.2.1 Perhitungan <i>Mass flow</i> Udara ( $\dot{m}_{air}$ ) .....	57
4.2.2 Perhitungan <i>Mass flow</i> Bahan Bakar ( $\dot{m}_{fuel}$ ) .....	59
4.2.3 Perhitungan <i>Air Fuel Ratio (AFR)</i> .....	61
4.2.4 Perhitungan Daya Efektif ( <i>Ne</i> ) .....	62
4.2.5 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata ( <i>MEP</i> ) .....	63
4.2.6 Perhitungan Torsi ( $\tau$ ) .....	64



4.2.7 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik ( <i>SFC</i> ) ...	64
4.2.8 Perhitungan Efisiensi <i>Thermal</i> ( $\eta_{th}$ ) .....	65
4.2.9 Perhitungan Efisiensi <i>Volumetric</i> ( $\eta_v$ ) .....	66
4.2.10 Analisa Teorities Perbandingan Penyerapan Energi Bahan bakar LPG dibanding CNG dalam Satu Siklus...	67
4.3 Analisa Unjuk Kerja Mesin <i>LPG Generator set</i> .....	71
4.3.1 Analisa Unjuk Kerja Mesin <i>LPG Generator Set</i> Berbahan Bakar <i>LPG</i> .....	72
4.3.2 Analisa Unjuk Kerja Mesin <i>LPG Generator set</i> Berbahan Bakar <i>CNG</i> .....	75
4.3.2.1 Grafik Daya Efektif vs Beban .....	76
4.3.2.2 Grafik <i>MEP</i> vs Beban.....	81
4.3.2.3 Grafik Torsi vs Beban.....	86
4.3.2.4 Grafik <i>SFC</i> vs Beban.....	91
4.3.2.5 Grafik Efisiensi <i>Thermal</i> vs Beban.....	96
4.3.2.6 Grafik Efisiensi <i>Volumetric</i> vs Beban.....	101
4.4 Analisa Temperatur Kondisi Operasional Mesin.....	104
4.4.1 Analisa Kondisi Temperatur <i>Engine</i> .....	105
4.4.2 Analisa Kondisi Temperatur <i>Oil</i> .....	107
4.4.3 Analisa Kondisi Temperatur Gas Buang.....	109
4.5 Analisa Emisi Mesin <i>LPG Generator Set</i> berbahan bakar <i>CNG</i> .....	111
4.5.1 Analisa Emisi <i>CO</i> .....	111
4.5.2 Analisa Emisi <i>HC</i> .....	114
4.5.3 Analisa Emisi <i>CO<sub>2</sub></i> .....	118
4.6 Analisa Data Komparasi Bahan Bakar.....	121
4.6.1 Grafik Perbandingan Ne fungsi beban.....	121
4.6.2 Grafik Perbandingan <i>MEP</i> fungsi beban.....	123
4.6.3 Grafik Perbandingan Torsi fungsi beban.....	124
4.6.4 Grafik Perbandingan <i>SFC</i> fungsi beban.....	126
4.6.5 Grafik Perbandingan Efisiensi <i>Thermal</i> fungsi beban...	128
4.6.6 Grafik Perbandingan Efisiensi <i>Volumetric</i> fungsi beban	129



## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan..... 133

5.2 Saran..... 134

### DAFTAR PUSTAKA



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Cara Kerja Motor Bensin 4 Langkah.....	5
Gambar 2.2	Siklus Otto Ideal.....	7
Gambar 2.3	<i>Siklus Otto Aktual beserta siklus bukaan katup..</i>	8
Gambar 2.4	Diagram Bukaan Katup.....	9
Gambar 2.5	(a) <i>Diagram P-<math>\theta</math> Teorities.</i> ; ..... (b) <i>Diagram P-<math>\theta</math> Aktual.</i> .....	10 11
Gambar 2.6	Hubungan Flame Speed terhadap Air-Fuel Ratio (bahan bakar Gasoline) .....	17
Gambar 2.7	Data Pengujian Engine VCR dengan variasi Compression Ratio dan bahan bakar (a) BTE ; (b) BSFC.....	19
Gambar 2.8	<i>Karakterisasi Diagram P-<math>\theta</math> terhadap Variasi Sudut Pengapian</i> .....	20
Gambar 2.9	Pengaruh Spark Advance terhadap konsumsi bahan bakar.....	21
Gambar 2.10	Pengaruh Kecepatan Pembakaran terhadap Perbandingan Equivalence Ratio.....	21
Gambar 2.11	Distribusi Gaya pada Piston.....	24
Gambar 2.12	(a) Mekanisme terbentuknya polutan; (b) Emisi gas buang vs FAR.....	27
Gambar 2.13	Sistem Kerja ECU.....	31
Gambar 2.14	Engine Control Unit Schematic.....	31
Gambar 3.1	Engine test.....	34
Gambar 3.2	Pressure Regulator.....	34
Gambar 3.3	(a) Tang Ampere ; (b) Voltmeter.....	35
Gambar 3.4	Tachometer.....	35
Gambar 3.5	Exhaust Gas Analyzer.....	35
Gambar 3.6	Thermocouple Digital.....	36
Gambar 3.7	Konfigurasi Pitot Tube dan Inclined Manometer $\theta = 150^\circ$ (a) Flow Measurement ; (b) Oil Level.....	36
Gambar 3.8	Pressure Reducer.....	39
Gambar 3.9	ECU-Programable.....	39

Gambar 3.10	Tangki CNG.....	40
Gambar 3.11	Blower Centrifugal.....	40
Gambar 3.12	Voltage Regulator.....	41
Gambar 3.13	Skema Penelitian.....	41
Gambar 3.14	Instalasi Saluran Udara.....	43
Gambar 3.15	Skematik modifikasi saluran supply bahan bakar gas ; (b) Saluran supply bahan bakar gas yang dimodifikasi.....	43
Gambar 3.16	Sistem Pengapian Magneto.....	44
Gambar 3.17	(a) Flywhell yang belum dimodifikasi; (b) Flywhell yang sudah dimodifikasi. ....	45
Gambar 3.18	Tampilan Pengaturan Derajat Pengapian di komputer.....	45
Gambar 3.19	Flowchart Percobaan dengan Bahan Bakar LPG.....	50
Gambar 3.20	(a) Flowchart Percobaan dengan Bahan Bakar CNG.; (b) lanjutan.....	52
Gambar 4.1	Unjuk Kerja <i>LPG Engine Generator set</i> berbahan bakar <i>LPG</i> Standard (a) <i>Ne</i> dan <i>SFC</i> ; (b) <i>MEP</i> dan Torsi; (c) <i>Eff. Thermal</i> dan <i>Eff. Volumetric</i> . ....	74
Gambar 4.2	(a) Grafik Pengaruh <i>Ne</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;..	76
	(b) Grafik Pengaruh <i>Ne</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;..	76
	(c) Grafik Pengaruh <i>Ne</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban. ....	77
Gambar 4.3	(a) Grafik Pengaruh <i>MEP</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 – 160 mbar fungsi Beban...	81



	(b) Grafik Pengaruh <i>MEP</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 – 160 mbar fungsi Beban.;...	81
	(c) Grafik Pengaruh <i>MEP</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.....	82
Gambar 4.4	(a) Grafik Pengaruh Torsi terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;...	86
	(b) Grafik Pengaruh Torsi terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;...	87
	(c) Grafik Pengaruh Torsi terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban. ....	87
Gambar 4.5	(a) Grafik Pengaruh <i>SFC</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;...	91
	(b) Grafik Pengaruh <i>SFC</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;...	92
	(c) Grafik Pengaruh <i>SFC</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban. ....	92
Gambar 4.6	(a) Grafik Pengaruh $\eta_{th}$ terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;....	96
	(b) Grafik Pengaruh $\eta_{th}$ terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;...	97
	(c) Grafik Pengaruh $\eta_{th}$ terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC	

	<i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban. ....	97
Gambar 4.7 (a)	Grafik Pengaruh $\eta_v$ terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;....	101
(b)	Grafik Pengaruh $\eta_v$ terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;....	102
(c)	Grafik Pengaruh $\eta_v$ terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban. ....	102
Gambar 4.8(a)	Grafik Temperatur <i>engine</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;....	105
(b)	Grafik Temperatur <i>engine</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;....	105
Gambar 4.9(a)	Grafik Temperatur <i>oil</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;....	107
(b)	Grafik Temperatur <i>oil</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;....	107
Gambar 4.10 (a)	Grafik Temperatur <i>exhaust</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.; .....	109
(b)	Grafik Temperatur <i>exhaust</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.; .....	109
Gambar 4.11 (a)	Grafik Pengaruh <i>CO</i> terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;....	111



	(b) Grafik Pengaruh $CO$ terhadap Variasi Sudut Pengapian $20^\circ$ BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.; .....	111
	(c) Grafik Pengaruh $CO$ terhadap Variasi Sudut Pengapian $20^\circ \sim 26^\circ$ BTDC, 12 ~ 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban. ....	112
Gambar 4.12	(a) Grafik Pengaruh $HC$ terhadap Variasi Sudut Pengapian $20^\circ$ BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;..	114
	(b) Grafik Pengaruh $HC$ terhadap Variasi Sudut Pengapian $20^\circ$ BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;..	115
	(c) Grafik Pengaruh $HC$ terhadap Variasi Sudut Pengapian $20^\circ \sim 26^\circ$ BTDC, 12 ~ 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban. ....	115
Gambar 4.13	(a) Grafik Pengaruh $CO_2$ terhadap Variasi Sudut Pengapian $20^\circ$ BTDC, 12 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;..	118
	(b) Grafik Pengaruh $CO_2$ terhadap Variasi Sudut Pengapian $20^\circ$ BTDC, 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;..	118
	(c) Grafik Pengaruh $CO_2$ terhadap Variasi Sudut Pengapian $20^\circ \sim 26^\circ$ BTDC, 12 ~ 24 V DC <i>Blower</i> dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban. ....	119
Gambar 4.14	(a) Grafik Perbandingan Ne dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.; .....	121
	(b) Grafik Perbandingan Ne dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG. ....	122
Gambar 4.15	(a) Grafik Perbandingan MEP dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;	123

	(b)Grafik Perbandingan MEP dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.	123
Gambar 4.16	(a)Grafik Perbandingan Torsi dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;	124
	(b)Grafik Perbandingan Torsi dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.	125
Gambar 4.17	(a)Grafik Perbandingan SFC dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;	126
	(b)Grafik Perbandingan SFC dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.	126
Gambar 4.18	(a) Grafik Perbandingan efisiensi <i>thermal</i> dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;	128
	(b) Grafik Perbandingan efisiensi <i>thermal</i> dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.	128
Gambar 4.19	(a) Grafik Perbandingan efisiensi <i>thermal</i> dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;	129
	(b) Grafik Perbandingan efisiensi <i>thermal</i> dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.	130





## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Karakteristik bahan bakar LPG dan CNG.....	15
Tabel 2.2 Ambang Batas Emisi Gas Buang .....	29
Tabel 3.1 Rancangan Eksperimen .....	53
Tabel 4.1 Data pengujian LPG Standard (30 mbar) .....	72

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Kebutuhan energi listrik hampir menjadi kebutuhan primer bagi masyarakat modern di Indonesia. Hal ini dikarenakan energi listrik termasuk salah satu jenis energi yang mampu dirubah menjadi energi lain. Merupakan hal yang ironis dimana tingkat pertumbuhan ekonomi yang meningkat beberapa tahun belakangan ini namun ketersediaan energi listrik yang merupakan pendorong roda perekonomian dalam kondisi kritis. Disisi lain pemadaman listrik secara bergilir menyebabkan protes dari masyarakat dan kalangan pengusaha karena terganggunya aktivitas mereka. Untuk mengatasi itu beberapa industri, perkantoran maupun konsumen rumah tangga menyediakan pembangkitan energi listrik sendiri ataupun menyediakan generator cadangan sebagai *backup* sumber energi listrik.

Generator merupakan alat penghasil listrik dengan menggunakan Bahan Bakar Minyak (*BBM*) ataupun Bahan Bakar Gas (*BBG*) sebagai sumber energinya. selain itu semakin sedikitnya *BBM* serta keterbatasan subsidi *BBM* menjadikan pemerintah dan para Ilmuwan meneliti berbagai jenis Generator Set (*Genset*) dan mengembangkan *BBG* sebagai bahan bakar alternatif. *BBG* tersebut dapat berupa *LPG* (*Liquefied Petroleum Gas*), *LNG* (*Liquified Natural Gas*), ataupun *CNG* (*Compressed Natural Gas*). Setiap jenis *BBG* memiliki karakter yang berbeda sehingga perlu penyesuaian kondisi operasi *Genset* seperti pemanfaatan *ECU-Programable* untuk mevariasikan sistem pengapian dan penambahan *Blower* pada saluran *inlet* udara guna mengatur campuran bahan bakar dengan udara.

*CNG* merupakan bahan bakar yang berasal dari gas alam yang dapat dimanfaatkan. *CNG* dikemas dalam tabung yang terkompresi pada tekanan penyimpanan 200-248 bar. Proses pembakaran *CNG* jauh lebih ramah lingkungan. Secara ekonomis,



penggunaan *CNG* juga lebih murah jika dibandingkan dengan bahan bakar yang lain meskipun pada pelaksanaannya, pembuatan Stasiun bahan bakar *CNG* serta peralatan *converter kit*nya lebih mahal dari pada *LPG*. Harga bahan bakar *LPG* adalah \$4.31/GGE (*Gasoline Gallon Equivalent*) sedangkan harga bahan bakar *CNG* adalah yaitu setara dengan \$2.09/GGE.[10] Diperkirakan untuk pembuatan stasiun *CNG* yaitu \$500K–\$750K. sedangkan pembuatan stasiun *LPG* sekitar \$45K–\$175K.[10] untuk pembuatan *converter kit CNG* sehingga dapat di manfaatkan pada kendaraan transportasi yaitu sekitar \$7K–\$15K sedangkan pembuatan *convert kit* penggunaan *LPG* sebagai alternatif bahan bakar sekitar \$5K–\$12K.[10] sehingga dalam pemanfaatan *BBG* sebagai bahan bakar alternatif dibutuhkan keseriusan pemerintah dan kerja sama dari berbagai pihak agar mampu menekan biaya distribusi *BBG*.

Penggunaan bahan bakar *CNG* pada kendaraan telah diaplikasikan sejak era 1980-an. Namun, penggunaan *CNG* pada *SI Engine* menyebabkan penurunan daya dan akselerasi mesin yang cukup signifikan. Selain itu belum banyak desain *SI Engine* yang sudah disesuaikan dengan karakteristik *CNG*. Hal tersebut jelas akan berpengaruh terhadap performa *engine*. Oleh karena itu, penelitian ini dilakukan dengan tujuan untuk mengoptimasi daya *engine* berbahan bakar *CNG* melalui pengaturan campuran bahan bakar dan setingan waktu pengapian yang tepat. Pengaturan waktu pengapian yang mungkin dilakukan adalah memajukan atau memundurkan sudut pengapain sebesar 10 - 30° *BTDC* menggunakan *Engine Control Unit (ECU) interface program*.

Sehingga pengaturan sudut pengapian melalui *ECU - Programable* ini diharapkan agar mendapatkan nilai derajat pengapian dan tekanan masuk bahan bakar yang menghasilkan unjuk kerja *engine* yang optimum serta nilai unjuk kerja yang dinyatakan dalam daya, torsi, efisiensi thermal, *SFC*, *BMEP*, *AFR*, temperatur *engine*, temperatur gas buang, temperatur minyak pelumas, dan emisi pada penggunaan bahan bakar *CNG*

pada *engine*. Hasil penelitian ini tentunya akan menjadi rekomendasi dalam pemanfaatan bahan bakar *CNG* untuk meminimalisir kekurangan-kekurangan yang ada dalam penggunaan bahan bakar standart *LPG Engine-Generator Set*.

## 1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan utama yang ingin dijawab melalui penelitian ini antara lain :

1. Bagaimana Kondisi sudut pengapian, tekanan bahan bakar dan AFR yang sesuai pada *LPG Genset* Berbahan Bakar *CNG*
2. Bagaimana perubahan kondisi operasi *engine* setelah dilakukan modifikasi Sudut Pengapian, dan penambahan *Blower*

## 1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan agar penelitian dapat berjalan secara fokus serta dapat mencapai tujuan yang diinginkan antara lain:

1. Modifikasi yang dilakukan pada *LPG engine Genset* antara lain perubahan sistem pengapian menjadi *ECU-Programable*, bahan bakar diganti *CNG*, dan diberikan blower udara.
2. Temperatur bahan bakar *CNG* dijaga 30°C
3. Tidak terjadi kebocoran pada saluran bahan bakar dan udara
4. Properties bahan bakar diasumsikan konstan
5. Kondisi udara dalam keadaan *standart*.

## 1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan yang ingin dicapai dari penelitian ini adalah :

1. Untuk mengetahui Kondisi sudut pengapian, tekanan bahan bakar dan AFR yang sesuai pada *LPG Genset* Berbahan Bakar *CNG*.



2. Untuk mengetahui bagaimana perubahan kondisi operasi *engine* setelah dilakukan modifikasi Sudut Pengapian, dan penambahan *Blower*.

### 1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan analisa yang tepat terhadap unjuk kerja pada penggunaan bahan bakar yang berbeda pada *LPG engine-generator set*.
2. Sebagai bahan referensi bagi penelitian sejenisnya dalam rangka pengembangan pengetahuan tentang optimasi kinerja *LPG engine-generator set* dengan menggunakan bahan bakar *CNG*.
3. Mengembangkan pengetahuan dan pemikiran untuk penelitian lanjutan dalam bidang teknologi bahan bakar untuk meningkatkan taraf hidup masyarakat.
4. Penelitian ini dapat dikembangkan untuk penelitian lanjutan dalam pengembangan *CNG* sebagai bahan bakar pada motor pembakaran dalam.

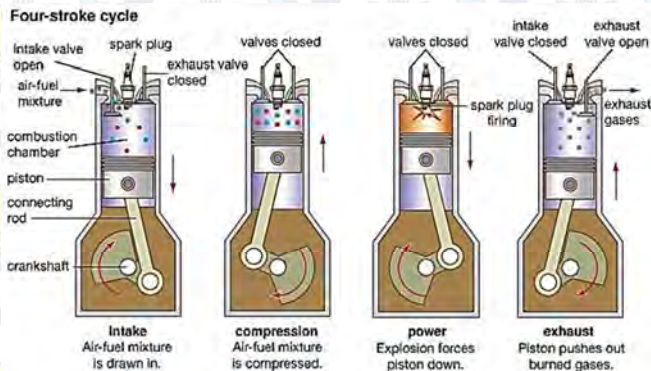
## BAB II

### TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

#### 2.1 Siklus Motor Otto

*LPG engine-genset* merupakan salah satu tipe dari *internal combustion (IC) engine* dengan bahan bakar berupa gas dengan memanfaatkan mekanisme *Spark Ignition (SI)* sebagai sumber panas. *LPG Engine generator set* ini bekerja selayaknya siklus *Otto*, energi dikonversi secara tidak langsung, dimana energi kimia dari bahan bakar dirubah melalui proses pembakaran menjadi energi termal yang kemudian dirubah lagi menjadi energi mekanik.

Pada motor bensin empat langkah, *piston* (torak). Titik terjauh (atas) yang dapat dicapai oleh *piston* dinamakan Titik Mati Atas (TMA), sedangkan titik terdekat (bawah) disebut Titik Mati Bawah (TMB). pada gambar 2.1 mengilustrasikan bahwa *four stroke – Otto engine* melakukan empat gerakan *piston* dalam satu siklus kerja yaitu *intake, compression, power, exhaust*.



Gambar 2.1 Cara Kerja Motor Bensin 4 Langkah

Cara kerja motor bensin pada gambar 2.1 akan dijelaskan sebagai berikut :

a. Langkah hisap (*intake*)

Pada langkah hisap, *piston* bergerak dari TMA menuju TMB, dan katup hisap membuka sedangkan katup buang menutup, karena *piston* bergerak ke bawah, maka di dalam ruang silinder akan terjadi kevakuman sehingga campuran udara dan bahan bakar akan terhisap dan masuk ke dalam silinder.

b. Langkah kompresi (*compression*)

Pada langkah ini *piston* bergerak dari TMB menuju TMA, kondisi katup hisap dan katup buang tertutup semuanya. Karena *piston* bergerak ke atas, maka campuran udara dan bahan bakar yang berada didalam silinder tertekan. Dengan dikompresi, maka diharapkan tekanan dan temperatur udara dan bahan bakar meningkat, sehingga akan mudah terbakar dan menghasilkan langkah usaha.

c. Langkah usaha (*power*)

Pada langkah ini mesin menghasilkan tenaga untuk menggerakkan *engine*. Sesaat sebelum *piston* sampai di TMA pada saat langkah kompresi, busi memercikkan bunga api pada campuran udara dan bahan bakar. Sehingga bahan bakar akan terbakar dan menimbulkan ledakan yang menyebabkan tekanan gas pembakaran meningkat sehingga dapat mendorong *piston* kebawah.

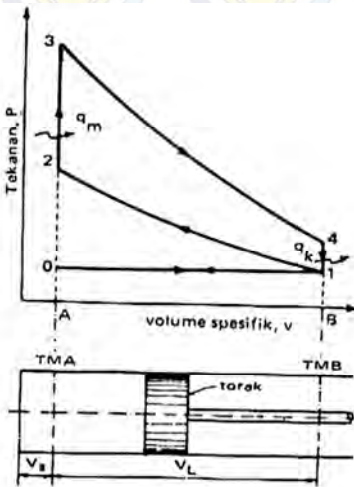
d. Langkah buang (*exhaust*)

Setelah akhir dari langkah usaha, *piston* bergerak dari TMB menuju TMA, pada saat ini katup buanglah yang membuka sedangkan katup hisap dalam keadaan tertutup. Karena *piston*



bergerak ke atas, maka gas hasil pembakaran di dalam silinder akan terdorong dan ke luar melalui katup buang,

Agar lebih lengkap pemahaman teori tentang sistem pembakaran *Otto*, maka perlu dipahami juga siklus yang terbentuk saat *engine* beroperasi.

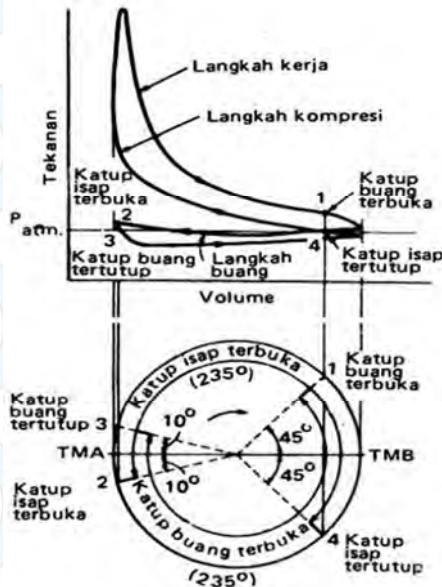


Berikut merupakan penjelasan tiap proses siklus Ideal

- 0-1 : Pemasukan Bahan Bakar pada Tekanan konstan
- 1-2 : Kompresi Isentropis
- 2-3 : Pemasukan kalor pada Volume konstan
- 3-4 : Ekspansi Isentropis
- 4-1 : Pembuangan kalor pada Volume konstan
- 1-0 : Pembuangan Gas Buang pada Tekanan konstan

Gambar 2.2 Siklus *Otto* Ideal [3]

Namun saat mesin dioperasikan, dapat disadari bahwa mesin tidak mampu beroperasi dalam kondisi siklus yang ideal dimana pada siklus ideal, *engine* beroperasi pada volume konstan. Gambar 2.3 mengilustrasikan siklus *Otto* aktual yang terjadi saat mesin dioperasikan.



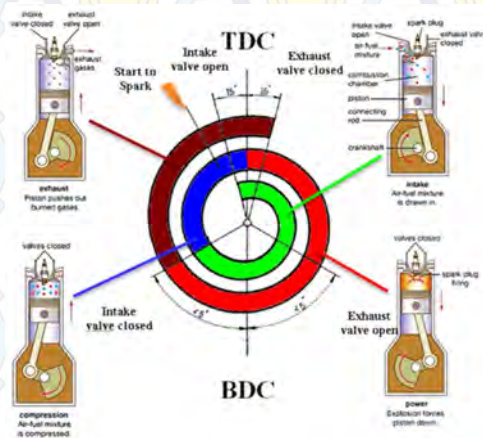
Gambar 2.3 Siklus *Otto* Aktual beserta siklus bukaan katup[3]

Pada gambar 2.3 memperlihatkan penyimpangan dari siklus ideal, penyimpangan tersebut diakibatkan oleh beberapa hal. Antara lain: fluida kerja bukanlah udara yang dapat dianggap sebagai gas ideal dengan kalor spesifik yang konstan selama proses siklus berlangsung, pada motor bakar yang sebenarnya, pada waktu torak berada di TMA tidak terdapat proses pemasukan kalor seperti pada siklus udara. Pemasukan kalor disebabkan oleh proses pembakaran, proses pembakaran memerlukan waktu untuk memulai pembakaran. Pembakaran berlangsung pada volume ruang bakar yang berubah-ubah karena gerakan *piston*. Jadi pembakaran tidak dapat berlangsung pada volume konstan, selain itu juga terdapat kerugian energi kalor yang dibawa oleh gas buang dari dalam silinder ke atmosfer



sekitarnya. Energi tersebut tidak dapat dimanfaatkan untuk melakukan kerja mekanik, dan berbagai faktor lain

Selanjutnya terdapat teori tentang mekanisme dan diagram bukaan katup pada siklus *Otto*. Seperti yang sering kita ketahui, gerakan *piston* dalam silinder juga sangat dipengaruhi oleh kerja mekanisme katup yang mengatur pembukaan dan penutupan katup. Mekanisme pada gambar 2.4 dimulai dari digerakkannya katup buang dan hisap oleh sebuah poros nok (*camshaft*) yang putarannya setengah dari putaran poros engkol (*crankshaft*). Pada saat *piston* bergerak turun dari *Top Dead Center (TDC)* menuju *Bottom Dead Center (BDC)* dan bila saat itu katup hisap dibuka maka terjadilah langkah hisap, selanjutnya ketika *piston* bergerak keatas dari *BDC* menuju *TDC* kedua katup ditutup terjadilah pemampatan / kompresi udara yang telah masuk ke dalam silinder, disebut langkah kompresi, berikutnya diakhir langkah kompresi busi memercikkan api untuk pembakaran dan *piston* terdorong dengan kuat dari *TDC* menuju *BDC*, langkah ini disebut langkah usaha, yang terakhir setelah pembakaran *piston* kembali bergerak dari *BDC* menuju *TDC* dan katup buang dibuka terjadilah langkah pembuangan.



Gambar 2.4 Diagram Bukaan Katup



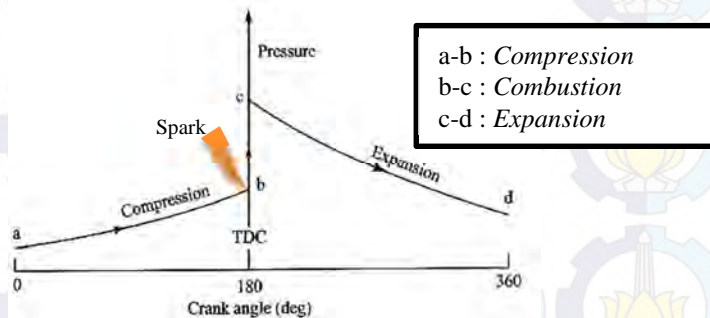
Kenyataan perancang mekanisme katup membuka katup hisap sebelum *TDC* dan menutupnya setelah *BDC* dan pembukaan katup buang sebelum *BDC* dan penutupannya setelah *TDC*, hal ini menyebabkan derajat pembukaan katup-katup lebih dari  $180^\circ$  dan pada saat awal katup hisap terbuka katup buang masih terbuka (*overlap*).

## 2.2 Pembakaran Pada Otto Engine

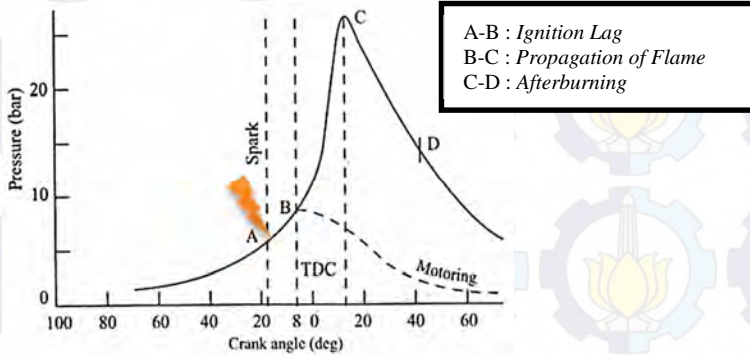
Proses pembakaran pada *Otto Engine* merupakan salah satu pokok bahasan yang sangat kompleks dan perlu beberapa teori dasar untuk memahaminya, seperti diagram tekanan – derajat engkol, serta reaksi kimia proses pembakaran. berikut akan dibahas beberapa teori penunjang tersebut

### 2.2.1 Diagram Tekanan – Derajat Engkol

Diawal memahami pembakaran pada motor *Otto*, perlu diketahui prinsip diagram tekanan – derajat engkol ( $\theta$ ) agar pembahasan suatu teori dapat dianalisa secara kompleks dan faktual. Gambar 2.5 mengilustrasikan diagram tekanan – derajat engkol ( $\theta$ ).



(a)



(b)

Gambar 2.5 (a) Diagram P- $\theta$  Teorities.; (b) Diagram P- $\theta$  Aktual.

Pada gambar 2.5 (b) terlihat bahwa titik A adalah titik Percikan bunga api (misalkan  $20^\circ$  BTDC), maka titik B adalah titik dimana kenaikan tekanan dapat dideteksi (misalnya  $8^\circ$  BTDC), dan titik C adalah titik puncak tekanan yang terjadi. Namun pada gambar 2.5 (a) dapat disadari bahwa tidak terdapat *ignition lag* dan *propagation of flame* dan digantikan dengan proses *combustion*. Hal ini dikarenakan pada pengoperasian aktual terdapat jeda waktu percikan bunga api dan perambatan api keseluruh ruang bakar yang pada akhirnya mengakibatkan terjadinya kenaikan tekanan saat langkah kompresi. Selain itu pada gambar 2.5 (a) juga terlihat proses *expansion* yang pada pengoperasian aktual dinamakan *afterburning*. Hal ini di karenakan pada proses *afterburning* tidak hanya terjadi proses *expansion*, melainkan juga terjadi *overlap valve*, juga terjadi proses bilas pada sisa gas bahan bakar. Secara umum, tahapan pembakaran dapat dibagi menjadi dua yaitu :

1. Tahapan pertama, disebut *ignition lag* merupakan fase persiapan yang mana terjadi perkembangan dari inti api.



Tahapan ini tergantung sepenuhnya pada sifat alami bahan bakar seperti: temperatur, tekanan, sifat gas buang, dan laju percepatan oksidasi dalam ruang bakar. *Ignition lag* terjadi dari A-B pada saat kompresi berlangsung sehingga garis A-B disebut garis kompresi.

2. Tahapan kedua disebut *propagation of flame* dimana terjadi perubahan temperatur, tekanan, dan sifat bahan bakar akibat oksidasi. Perubahan tekanan terjadi disepanjang garis pembakaran (B-C). Pada grafik di atas, titik C menunjukkan selesainya perjalanan api. Namun, pembebasan panas dari bahan bakar masih berlangsung meskipun tidak memberikan kenaikan tekanan didalam silinder dikarenakan pada saat itu sudah terjadi proses ekspansi. Oleh karena itu, tahapan ini dikenal dengan istilah pembakaran lanjut (*after burning*).

### 2.2.2 Reaksi Kimia Proses Pembakaran

Pada motor *Otto* terjadi konversi energi, dari energi panas kedalam tekanan lalu diteruskan menjadi energi mekanik yang berupa gerak *reciprocating piston*. Energi panas tersebut diperoleh dari pembakaran sejumlah bahan bakar yang telah bercampur dengan udara yang diawali oleh percikan bunga api dari busi (*spark plug*). Reaksi pembakaran teoritis adalah pembakaran yang sempurna serta semua komponen reaktan habis terbakar dan hanya menghasilkan produk gas  $CO_2$ ,  $N_2$  dan  $H_2O$ . Berdasarkan teori pembakaran, bahan bakar hidrokarbon akan dioksidasi secara menyeluruh menjadi karbon dioksida ( $CO_2$ ) dan uap air ( $H_2O$ ). Kondisi pembakaran yang demikian disebut sebagai pembakaran stoikiometri dan persamaan reaksi kimia dapat di rincikan sebagai berikut :



Stoikiometri massa yang didasarkan pada rasio udara dan bahan bakar (*air fuel ratio*) untuk bahan bakar hidrokarbon ( $C_xH_y$ ) adalah sebagai berikut :



$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{m_{air}}{m_{fuel}} = \frac{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{air}}{\left(\sum n_i \bar{M}_i\right)_{fuel}} = \frac{\left(x + \frac{y}{4}\right) \bar{M}_{O_2} + 3,76 \left(x + \frac{y}{4}\right) \bar{M}_{N_2}}{x \bar{M}_C + y \bar{M}_H} \dots\dots (2.2)$$

Pada bahan bakar bensin, perbandingan campuran udara dan bahan bakar stoikiometri 14,7 : 1. Sedangkan pada bahan bakar gas (*Compressed Natural Gas*) perbandingan campuran udara dan bahan bakar stoikiometri adalah 17 : 1. Faktor udara eksek (*excess-air factor*)  $\lambda$  mengindikasikan seberapa jauh perbandingan udara dan bahan bakar aktual dengan perbandingan udara dan bahan bakar teoritis.  $\lambda = 1$  menunjukkan bahwa mesin berjalan dengan perbandingan udara dan bahan bakar stoikiometri. Jika  $\lambda < 1$  menunjukkan mesin tersebut mengandung lebih banyak bahan bakar (campuran kaya), sedangkan jika  $\lambda > 1$  (dibawah batasan  $\lambda = 1,6$ ) menunjukkan mesin tersebut mengalami kelebihan udara (campuran miskin).

## 2.3 Jenis Bahan Bakar

Telah terdapat berbagai macam penelitian tentang jenis bahan bakar yang mampu digunakan sebagai bahan bakar alternatif pada *Spark Ignition Engine*. Diantaranya adalah bahan bakar *Compressed Natural Gas (CNG)* dan *Liquefied Petroleum Gas (LPG)*. Kedua jenis Bahan bakar ini memiliki karakteristik yang berbeda dengan efek daya dan hasil pembakaran yang berbeda pula.

### 2.3.1 Bahan Bakar LPG

*LPG (liquefied petroleum gas)* merupakan gas hidrokarbon yang dihasilkan dari penyulingan minyak mentah dari komponen gas alam. Kandungan utama *LPG* adalah propana ( $C_3H_8$ ) dan butana ( $C_4H_{10}$ ). [4] Dalam pengemasannya, *LPG* disimpan dalam bentuk tangki dengan tekanan diantara 760 ~

1030 kPa. *LPG* masuk ke *engine* dikontrol dengan menggunakan *pressure regulator*, dimana *LPG* mengalir dan bercampur dengan udara sebelum masuk kedalam ruang bakar kemudian terbakar dan menghasilkan energi kalor yang dimanfaatkan dalam beroperasinya *IC Engines*.

*LPG* bisa digunakan sebagai bahan bakar pada *IC Engines*, dimana nilai oktan *LPG* sebesar 105. [10] Pemakaian bahan bakar *LPG* memiliki beberapa keunggulan diantaranya: pemakaian bahan bakar *LPG* bisa mengurangi kandungan NO<sub>x</sub> dan hidrokarbon pada gas buang, pemakaian *LPG* menunjukkan penggantian oli motor memiliki periode yang lebih lama, Mesin dengan bahan bakar *LPG* bisa di *start* dengan mudah walaupun temperatur udara yang rendah -7°C. Konsumsi bahan bakar *LPG* per satuan volume lebih rendah daripada bensin. Distribusi gas pada tiap-tiap silinder lebih merata sehingga percepatan mesin lebih baik dan putaran stasioner lebih halus. Ruang bakar lebih bersih sehingga umur mesin meningkat. Kandungan karbon *LPG* lebih rendah dibandingkan bensin atau diesel sehingga menghasilkan CO<sub>2</sub> yang lebih rendah. [15]

Dari beberapa keunggulan diatas, *LPG* memiliki beberapa kelemahan. Mesin berbahan bakar *LPG* menghasilkan daya yang lebih rendah dibandingkan dengan mesin berbahan bakar bensin. Penurunan daya yang terjadi sekitar 5% - 10% [5]. Sistem pengapian harus lebih besar sehingga penyalaan mesin menjadi lebih berat. Perlu penyesuaian saat pengapian dan kualitas sistem pengapian. Sistem bahan bakar harus dibuat lebih kuat daripada sistem bensin.[7]

### 2.3.2 Bahan Bakar CNG

Bahan bakar gas yang digunakan adalah *CNG* yang sebagian besar terdiri dari *methane* (CH<sub>4</sub>) kurang lebih 80-90 % dan sisanya berupa hidrokarbon lain, karbondioksida, dan air.



Komposisi ini berbeda-beda tergantung pada sumbernya yang mana hal ini mempengaruhi kondisi stoikiometrinya. *Natural gas* memiliki beberapa kekurangan, yakni, fasenya dalam temperatur ruangan sehingga akan menyulitkan dalam hal penyimpanan dan mobilitas. Selain itu, *natural gas* memiliki energi persatuan volume (energy density) yang lebih kecil dibandingkan solar, methanol, bensin, atau bahan bakar hidrokarbon cair lainnya.

*Compressed Natural Gas (CNG)* merupakan gas alam yang mengalami kompresi agar dapat digunakan sebagai bahan bakar pada kendaraan. *CNG* memiliki komposisi yang sebagian besar berupa metana dan beberapa senyawa hidrokarbon lain, seperti, propana, ethana, dan butana. Komposisi *CNG* biasanya juga diperkaya dengan gas karbondioksida, hidrogen sulfid, nitrogen, helium, dan uap air.[9] Berikut ini adalah perbandingan *properties* antara *LPG* dan *CNG*.

**Tabel 2.1 Karakteristik bahan bakar LPG dan CNG**

Properties/Fuel	LPG	CNG
Chemical Structure	60% $C_3H_8$ + 40% $C_4H_{10}$	$CH_4$
Stociometric Ratio (Kg/Kg)	15,6	17,2
Octane/Cetane Number	100	120
Auto Ignition Temp. (K)	410-580	540
Gross Heating Value (BTU/ft <sup>3</sup> ) <sub>[17]</sub>	2821,6	1025
Gross Heating Value (MJ/Kg) <sub>[17]</sub>	29.923	56,544
Density @ 25°C (Kg/m <sup>3</sup> ) <sub>[16]</sub>	1,5	0,6
Minimum Ignition Energy (MJ)	0,3	0,26
Flame Propagation Speed (m/s)	0,48	0,43
Adiabatic Flame Temperature (K)	2810	2266
Compression Ratio	8 to 12	9 to 12

Source: International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering [6], [16]



## 2.4 Karakteristik Bahan Bakar terhadap Performa *Engine*

Berdasarkan penelitian Norazlan [12], menyatakan bahwa pengaruh utama dari karakteristik bahan bakar *LPG* terhadap performa *engine* adalah *Calorific Value* (Nilai Kalor) dari campuran bahan bakar dengan udara, *Flame Stability*. Sedangkan penelitian dari Edy Prasetyo [13], beberapa parameter yang berpengaruh pada *LPG engine generator set* diantaranya: *displaced volume* dari *engine*, nilai oktan dari bahan bakar, kecepatan menyala (*flame speed*) dari campuran bahan bakar dengan udara, periode *auto-ignition delay*, rasio kompresi dari *engine* (berhubungan dengan *knock tendency*), dan waktu pengapian (*spark timing*).

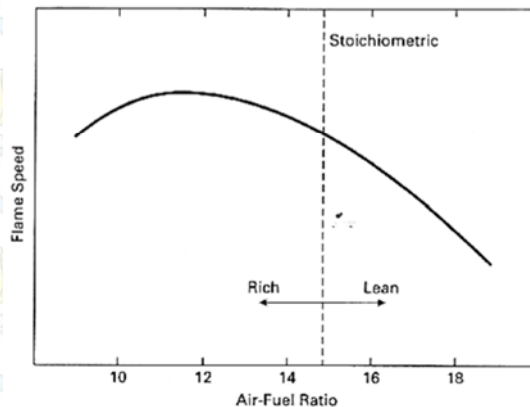
### 2.4.1 Volume Silinder *Engine*

Jumlah campuran udara dan bahan bakar yang masuk ke ruang bakar di dalam silinder ditentukan oleh *displaced volume* dari *engine*, tekanan dan temperatur bahan bakar. Sehingga untuk menjaga nilai daya dari *engine* saat bahan bakar *LPG* yang diganti dengan *CNG*, maka jumlah bahan bakar harus diatur dengan menurunkan tekanan dan temperatur operasi secara signifikan. Hal ini bisa dicapai misalkan dengan memberi pressure regulator pada saluran bahan bakar untuk mengontrol tekanan campuran udara-bahan bakar serta memberikan *heat exchanger* bila dibutuhkan untuk mengontrol temperatur operasi *engine*.

### 2.4.2 Flame Speed

Kecepatan terbakar (*flame speed*) tergantung pada komposisi kimia dari bahan bakar, jumlah dari udara yang digunakan untuk proses pembakaran, dimana karakteristiknya ditentukan oleh beberapa parameter diantaranya: tubulensi, putaran *engine*, rasio kompresi, *inlet* tekanan, *inlet* temperatur dan

*fuel-air ratio*. Campuran bahan bakar yang sesuai *stoichiometry* dan karakteristik *flame speed* yang baik akan memberikan keandalan pada keseluruhan proses pembakaran. *flame speed* memiliki pengaruh yang signifikan pada performa dari *LPG engine* dan tingkat polusi dari gas buangnya yang pada akhirnya *flame speed* ini mempengaruhi performa *engine*. Gambar 2.6 menunjukkan hubungan *flame speed* dengan *AFR*. [14]



Gambar 2.6 Hubungan *Flame Speed* terhadap *Air-Fuel Ratio* (bahan bakar *Gasoline*)[14]

Pada gambar 2.6 terlihat bahwa hubungan *flame speed* dengan *AFR* yang berbentuk parabola tertutup. Selanjutnya terlihat bahwa *flame speed* tertinggi berada pada kondisi *AFR* kaya akan bahan bakar. Hal ini karena semakin banyak bahan bakar maka semakin besar perambaran api yang bisa terjadi. Namun pada saat *AFR* terlalu kaya maka api tidak akan terbentuk akibat kekurangan oksigen.

### 2.4.3 *Calorific Value* (Nilai Kalor)

*Calorific Value* merupakan jumlah panas yang dihasilkan oleh proses pembakaran 1kg bahan bakar. Dalam proses pembakaran pada umumnya, uap air akan terbentuk dari gas hasil

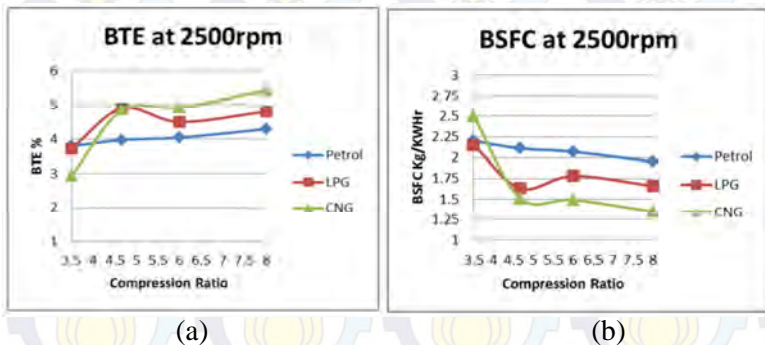


pembakaran. Dengan demikian nilai kalor pembakaran akan lebih kecil bila  $H_2O$  yang terbentuk berupa uap serta nilai kalor pembakaran akan menjadi lebih besar bila  $H_2O$  yang terbentuk berupa cairan. Selanjutnya nilai kalor ini dibedakan menjadi dua yaitu *Higher Heating Value (HHV)* yaitu Nilai Kalor dari proses pembakaran bila didalam gas hasil pembakaran terdapat  $H_2O$  berbentuk cairan dan *Lower Heating Value (LHV)* yaitu Nilai Kalor dari proses pembakaran bila didalam gas hasil pembakaran terdapat  $H_2O$  berbentuk gas.

Nilai kalor dari campuran bahan bakar dan udara secara *stoichiometric* ( $HV_m$ ) bisa ditentukan melalui perhitungan nilai kalor secara *volumetric* ( $\text{kJ/Nm}^3$ ). Nilai kalor ini tergantung besarnya konsentrasi dari komponen bahan bakar yang mampu terbakar. *LHV (Lower Heating value)* bahan bakar *CNG* sebesar  $49 \text{ MJ/kg}$ . selain itu pada penelitian PM Darade [6] memaparkan nilai kalor *CNG* jauh lebih besar jika dibandingkan dengan nilai kalor *LPG*, yaitu *LHV LPG* sebesar  $45 \text{ MJ/kg}$ . Secara teori nilai dari energi mengalami kenaikan ketika bahan bakar *LPG Generator Set* digantikan oleh *CNG*.

Pada penelitian P.M Darade [6] memaparkan bahwa besarnya pengaruh *HHV* terhadap *Brake Spesific Fuel Consumption (BSFC)* dan *Brake Thermal Efficiency (BTE)*. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.7(a) dan gambar 2.7(b)





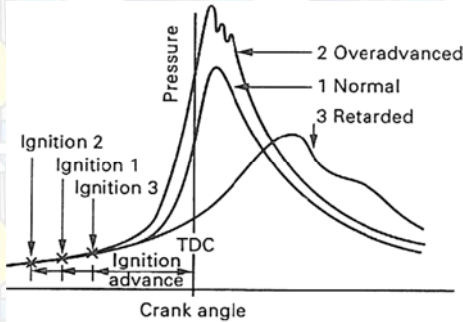
Gambar 2.7 Data Pengujian Engine VCR dengan variasi *Compression Ratio* dan bahan bakar (a) BTE (b) BSFC. [6]

Semakin besar *LHV* dari bahan bakar akan meningkatkan *BTE* pada *compression ratio* yang sama, untuk *compression ratio* 6 dan 8, Selain itu juga semakin besar *LHV* dari bahan bakar akan menurunkan *BSFC* dari mesin seiring dengan ditingkatkannya *Compression Ratio*.

#### 2.4.4 Spark Timing

Waktu pengapian merupakan salah satu *variable* yang dapat dijadikan parameter baik tidaknya suatu *engine* beroperasi. Seperti yang dipaparkan pada subbab sebelumnya bahwa pada saat pengapian, terjadi dua buah proses aktual yaitu *ignition lag* dan *propagation of flame*. Dua proses ini dipengaruhi oleh karakteristik dan *properties* dari jenis bahan bakar. Dengan memperhatikan konsentrasi hidrogen pada bahan bakar yang digunakan, maka perlu dimodifikasi pula waktu pengapian (*spark timing*) untuk menghasilkan performa yang bagus dari *engine*. Namun pengaturan waktu pengapian juga perlu mempertimbangkan seberapa besar pemajuan derajat pengapiannya. *Ujjwal K Saha* menegaskan bahwa terdapat tiga reaksi saat diatur waktu pengapiannya, yaitu *normal*,

*overadvanced*, dan *retarded*. Gambar 2.8 Menunjukkan diagram P- $\theta$  bahwa pengaruh sudut pengapian terhadap performa *engine*.



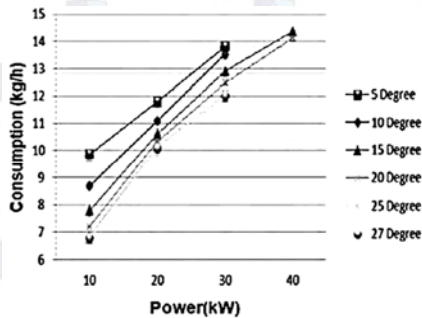
Gambar 2.8 Karakterisasi Diagram P- $\theta$  terhadap Variasi Sudut Pengapian [14]

Pada gambar 2.8 terlihat bahwa jika suatu *engine* beroperasi dengan sudut pengapian normal akan membentuk kurva grafik P- $\theta$  aktual seperti yang dijelaskan pada subbab sebelumnya. Sedangkan saat *engine* dioperasikan dengan sudut pengapian terlalu maju (*overadvanced*), maka tekanan pembakaran akan melawan gerakan *piston* ke atas (langkah kompresi) sehingga terjadi kenaikan tekanan kompresi namun jika terlalu maju maka akan terjadi *knocking* yang berakibat kerusakan fatal pada komponen inti dari *engine*.

Selain itu saat *engine* disimulasikan ulang dengan sudut pengapian yang terlalu mundur (*retarded*) maka tekanan pembakaran akan sangat kecil dibandingkan dengan kondisi normal (*power drop*). Hal ini menuntut operator untuk menentukan kondisi pengaturan sudut pengapian yang pas saat *engine* dioperasikan. Ashish M A [1] Memaparkan bahwa perubahan *Spark Timing* akan mempengaruhi besarnya konsumsi bahan bakar yang terjadi. Selanjutnya banyaknya konsumsi bahan

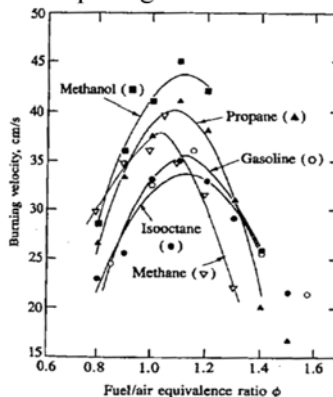


bakar ini akan mempengaruhi besarnya daya yang digunakan. Seperti yang terlihat pada gambar 2.9



Gambar 2.9 Pengaruh *Spark Advance* terhadap konsumsi bahan bakar [1]

Dari data yang terlihat pada gambar 2.9 menunjukkan semakin sudut pengapiannya dimajukan (dari  $5^\circ$  BTDC dirubah hingga  $27^\circ$  BTDC) maka akan mengakibatkan semakin sedikit bahan bakar yang dikonsumsi. Selain itu pada penelitian Heywood [9], memaparkan pengaruh *burning velocity* dari berbagai macam jenis bahan bakar terhadap *equivalent ratio*. Seperti yang diilustrasikan pada gambar 2.10



Gambar 2.10 Pengaruh Kecepatan Pembakaran terhadap Perbandingan *Equivalence Ratio*. [9]



Dari data pada gambar 2.10 terlihat bahwa *burning velocity* berpengaruh terhadap kondisi campuran bahan bakar dan udara yang dapat terbakar yang optimal. Sehingga informasi ini dapat dihubungkan dengan penentuan *spark timing* yang baik. Walaupun demikian, perlu juga untuk memperhitungkan bahwa *spark timing* juga tergantung dari variabel lain seperti perubahan beban dan putaran *engine*. Secara teori busi menyala ketika *piston* pada posisi paling tinggi yang diperbolehkan dan ketika campuran bahan bakar udara telah terkompresi penuh sehingga tenaga langkah *piston* bisa terjadi sehingga menghasilkan daya *engine* yang maksimum.

Sudut pengapian saat *engine* menggunakan bahan bakar *CNG* adalah dimajukan jika dibandingkan terhadap waktu pengapian pada *engine* berbahan bakar *LPG*. Pada *gasoline* yaitu diantara  $10 \sim 40^\circ$  sebelum TMA. [9] Perlambatan waktu pengapian perlu dilakukan saat *engine* menggunakan bahan bakar *CNG* untuk efisiensi yang lebih tinggi. Waktu pengapian diperlambat akan meningkatkan rasio kompresi maka menghasilkan daya yang tinggi pula.

## 2.5 Parameter Unjuk Kerja Motor *Otto*

Ada beberapa parameter yang digunakan untuk mengevaluasi unjuk kerja dari *Ignition Spark Engine* antara lain:

1. Daya Efektif ( $N_e$ ).
2. Torsi (*Torque*).
3. Tekanan Efektif Rata-rata (*MEP, Mean Effective Pressure*).
4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik (*SFC, Specific Fuel Consumption*)
5. Efisiensi Thermis.
6. Efisiensi Volumetris

### 2.5.1 Daya Efektif ( $N_e$ )

Daya efektif adalah ukuran suatu *engine* untuk menghasilkan kerja yang optimal atau tidaknya suatu mesin. Pengukur daya pada sebuah *engine-generator set* melibatkan pengukuran tegangan listrik (V) dan arus listrik (I) yang keluar dari generator. Pengukuran daya dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$N_e = \frac{V \times I \times \cos \theta}{\eta_{mg} \times \eta_t} \text{ [Watt]} \dots\dots\dots (2.3)$$

Dengan :

$N_e$  = Daya poros (Watt)

V = Tegangan listrik (Volt)

I = Arus listrik (Ampere)

$\cos \theta$  = Faktor daya bernilai 1 (konstan) karena hambatan (R) pada generator yang terjadi merupakan hambatan resistensi bukan kapasitif.

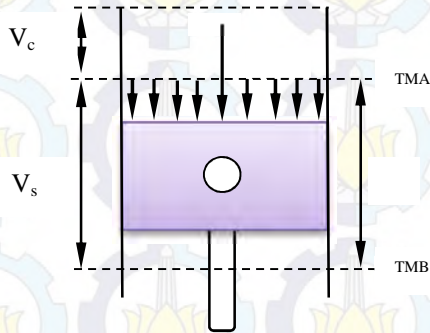
$\eta_{mg}$  = Efisiensi mekanis generator nilainya 0,95

$\eta_t$  = Efisiensi transmisi, jika memakai *belt* nilainya 0,9 ; jika tidak memakai *belt* nilainya 1.

### 2.5.2 Mean Effective Pressure (MEP)

Tekanan efektif rata-rata (*Mean Effective Pressure*) didefinisikan sebagai tekanan rata-rata teoritis yang bekerja sepanjang volume langkah *piston* sehingga menghasilkan daya. Gaya yang bekerja mendorong *piston* kebawah :  $F = P_r \times A$



Gambar 2.11 Distribusi Gaya pada *Piston*

Kerja selama *piston* bergerak dari TMA ke TMB :  $W = F \times L = (P_r \cdot A) \times L \times 2$

Daya motor (Kerja per satuan waktu) :

Jika poros engkol berputar  $n$  rps, maka dalam 1 sekon akan terjadi

$\frac{n}{z}$  siklus kerja.

dimana  $\frac{n}{z} \left( \frac{\text{siklus}}{\text{sekon}} \right)$  ;  $z = 1$  (2 langkah),  $2$  (4 langkah)

Daya tiap silinder :  $N = \frac{Pr \cdot A \cdot L \cdot n}{z}$

Daya motor sejumlah “ $i$ ” silinder :  $N = \frac{Pr \cdot A \cdot L \cdot n \cdot i}{z}$  Jika  $N =$

Watt dan  $P_r = \text{bmep}$ , maka :

$$MEP = \frac{60 \times Ne \times z}{A \times L \times n \times i \times 1000} \quad [\text{KPa}] \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana :

$Ne$  = daya motor (Watt)

$A$  = Luas penampang torak ( $\text{m}^2$ )

$L$  = Panjang langkah torak (m)

$i$  = Jumlah silinder



$n$  = Putaran mesin (rpm)  
 $z$  = jumlah putaran dalam satu siklus 1 ( motor 2 langkah)  
 atau 2 ( motor 4 langkah )

### 2.5.3 Torsi

Torsi merupakan ukuran kemampuan motor untuk menghasilkan kerja, Poros dari rotor dihubungkan dengan poros dari *engine* yang akan diuji, torsi dihitung dengan persamaan berikut :

$$\tau = \frac{60 \times Ne}{2\pi n} [Nm] \dots\dots\dots(2.5)$$

Dengan :

$\tau$  = momen torsi (Nm)  
 $n$  = putaran mesin (rpm)  
 $Ne$  = daya poros efektif (Watt)

### 2.5.4 *Spesific Fuel Consumption (SFC)*

Konsumsi bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dipakai untuk menghasilkan satu satuan daya dalam jangka waktu satu jam. SFC dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$SFC = \frac{3600 \times \dot{m}_{bb}}{Ne} \left[ \frac{Kg}{Watt.Jam} \right] \dots\dots\dots(2.6)$$

Dengan :

$\dot{m}_{bb}$  = momen torsi (Kg/s)  
 $Ne$  = daya poros efektif (Watt)

### 2.5.5 *Effisiensi Thermal ( $\eta_{th}$ )*

Efisiensi *thermal* merupakan ukuran dan besarnya energi panas yang terkandung dalam bahan bakar yang dapat dimanfaatkan untuk menjadi daya yang berguna. Secara teoritis dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Daya efektif yang dihasilkan}}{\text{Energi panas}} \times 100\%$$

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{\dot{m}_{bb} \cdot LHV_{bb} \cdot 10^6} \times 100 [\%] \dots\dots\dots(2.7)$$

Dengan :

LHV = Nilai kalor bahan bakar (MJ/Kg)

$\dot{m}_{bb}$  = Laju aliran masa bahan bakar (Kg/s)

Ne = Daya Efektif (Watt)

### 2.5.6 Efisiensi Volumetris ( $\eta_v$ )

**Efisiensi Volumetris ( $\eta_v$ )** mengungkapkan seberapa banyak campuran udara-bahan bakar masuk ke dalam silinder yang mampu dihisap oleh desain operasional ruang bakar. Campuran udara-bahan bakar yang memasuki silinder ketika langkah hisap inilah yang akan menghasilkan daya. Efisiensi volumetris secara teoritis dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta_v = \frac{60 \cdot Z \cdot \dot{m}_{udara}}{\rho_{udara \text{ inlet}} \cdot A \cdot L \cdot n} \times 100 [\%] \dots\dots\dots(2.8)$$

Dengan :

$\dot{m}_{udara}$  = Laju aliran masa udara (Kg/s)

$\rho_{udara \text{ inlet}}$  = Densitas bahan bakar (Kg/m<sup>3</sup>)

A = Luas Penampang *Piston* (m<sup>2</sup>)

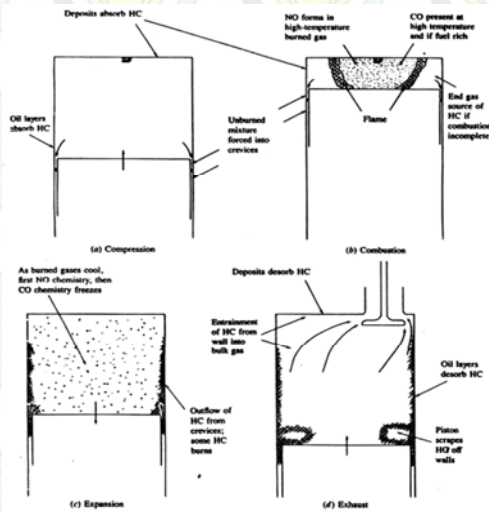
L = Panjang langkah *piston* (m)

n = Putaran (Rpm)

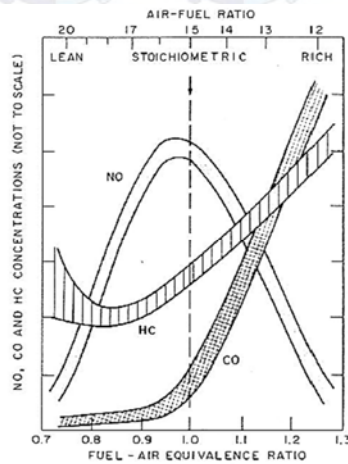
Z = Jumlah putaran dalam satu siklus, 1 (motor 2 langkah) atau 2 (motor 4 langkah)

## 2.6 Polusi Udara

Polusi udara adalah masuknya bahan pencemar kedalam udara sehingga mengakibatkan kualitas udara menurun dan lingkungan tidak berfungsi sebagaimana mestinya. Polutan dapat dibedakan menjadi dua, yaitu polutan primer dan polutan sekunder. Polutan primer adalah polutan dimana keberadaannya di udara langsung dari sumbernya.



(a)



(b)

Gambar 2.12 (a) Mekanisme terbentuknya polutan; (b) Emisi gas buang vs FAR



Dari kedua jenis polutan diatas yang sering jadi perhatian adalah polutan primer, meskipun polutan sekunder tidak bisa dianggap ringan. Berikut ini adalah penjelasan tentang beberapa polutan primer.

### **2.6.1 Hidrokarbon ( $HC$ )**

Hidrokarbon terjadi dari bahan bakar yang tidak terbakar langsung keluar menjadi gas mentah, dan dari bahan bakar terpecah menjadi reaksi panas berubah menjadi gugusan  $HC$  yang lain. penyebab terjadinya hidrokarbon ( $HC$ ) adalah karena tidak mampu melakukan pembakaran, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalaan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya *overlap valve*, sehingga  $HC$  dapat keluar saluran pembuangan.

### **2.6.2 Karbon Monoksida ( $CO$ )**

Gas karbon monoksida ( $CO$ ) berasal dari pembakaran tak sempurna bahan bakar dalam motor bakar. Gas  $CO$  tidak berwarna dan tidak berbau. Gas  $CO$  bersifat racun, dapat menimbulkan rasa sakit pada mata, saluran pernafasan, dan paru-paru Gas  $CO$  memiliki sifat kereaktifan terhadap hemoglobin dalam darah yang mengakibatkan darah kekurangan oksigen. Pembakaran yang normal pada motor bensin akan membakar semua hidrogen dan oksigen yang terkandung dalam campuran udara dan bahan bakar. Akan tetapi dalam pembakaran yang tidak normal, misalnya pembakaran yang kekurangan oksigen, akan mengakibatkan  $CO$  yang berada didalam bahan bakar keluar bersama-sama dengan gas buang.

### **2.6.3 Karbon Dioksida ( $CO_2$ )**

Karbon dioksida ( $CO_2$ ) adalah gas cair tidak berwarna, tidak berbau, tidak mudah terbakar , dan sedikit asam.  $CO_2$  lebih berat

daripada udara dan larut dalam air. Karbon dioksida berasal dari pembakaran sempurna hidrokarbon. Sebenarnya gas  $CO_2$  tidak berbahaya bagi manusia. Namun, kenaikan kadar  $CO_2$  di udara telah mengakibatkan peningkatan suhu di permukaan bumi. Fenomena inilah yang disebut efek rumah kaca (green house effect). Efek rumah kaca adalah suatu peristiwa di alam dimana sinar matahari dapat menembus atap kaca, tetapi sinar infra merah yang dipantulkan tidak bisa menembusnya. Sinar matahari yang tidak bisa keluar itu tetap terperangkap di dalam rumah kaca dan mengakibatkan suhu di dalam rumah kaca meningkat. Seperti itu pula karbon dioksida di udara, ia dapat dilewati sinar ultraviolet dan sinar tampak, tetapi menahan sinar inframerah yang dipantulkan dari bumi. Akibatnya suhu dipermukaan bumi naik jika kadar  $CO_2$  di udara naik.

#### 2.6.4 Ambang Batas Emisi Gas Buang.

Kementrian Lingkungan Hidup telah menentukan ambang batas emisi gas buang dari pemakaian teknologi motor bakar sebagai alat transportasi. Namun regulasi emisi yang telah dicanangkan pemerintah masih pada penggunaan Bahan Bakar Minyak (BBM). Berikut merupakan ketentuan mengenai Ambang Batas Emisi Gas Buang tertanggal 1 Agustus 2006.

Tabel 2.2 Ambang Batas Emisi Gas Buang

Kategori	Tahun Pembuatan	Parameter		Metode uji
		CO (%)	HC (ppm)	
Sepeda motor 2 langkah	< 2010	4.5	12000	Kile
Sepeda motor 4 langkah	< 2010	5.5	2400	Kile
Sepeda motor (2 langkah dan 4 langkah)	≥ 2010	4.5	2000	Kile



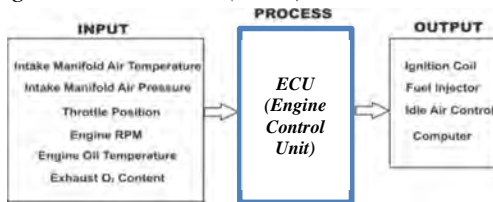
Kategori	Tahun Pembuatan	Parameter			Metoda uji
		CO (%)	HC (ppm)	Opasitas (% BSU) *	
Berpengerak motor bakar cetus api (bensin)	< 2007 ≥ 2007	4.5 1.5	1200 200		Idle
Berpengerak motor bakar penyalaan kompresi (diesel)					Percepatan Bebas
- GW ≤ 3.5 ton	< 2010 ≥ 2010			70 40	
- GW > 3.5 ton	< 2010 ≥ 2010			70 50	

Source: Peraturan Menteri Negara Lingkungan Hidup - Nomor 05 Tahun 2006[8]

## 2.7 Engine Control Unit (ECU)

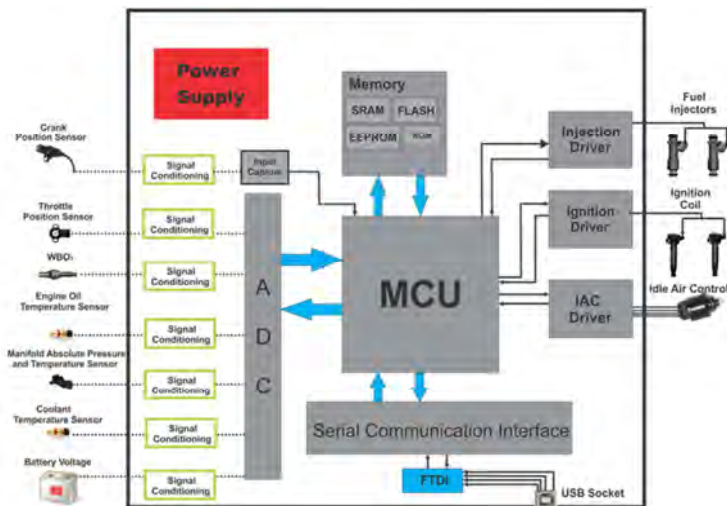
*ECU (Engine Control Unit)* merupakan sistem kontrol *engine* dan dibuat dengan memanfaatkan teknologi *microcontroller*. *ECU* memiliki berbagai fungsi, salah satunya menghitung volume injeksi dan durasi injeksi disesuaikan dengan sinyal dari sensor terutama pada beberapa *engine*. selain itu *ECU* juga memiliki fungsi sebagai pengatur sudut pengapian pada *engine*. Dari beberapa sinyal yang dikirim oleh sensor, sinyal analog dikirim ke *input* sirkuit melalui *Analog-to-Digital Converter (ADC)* selanjutnya sinyal digital masuk ke komputer. Dan komputer akan memproses sinyal tersebut. Secara garis besar, alur kerja dari sebuah *ECU* dapat disederhanakan menjadi tiga langkah utama, diantaranya: **Input** sebagai pengambilan data lingkungan sekitar kendaraan oleh sensor-sensor yang dipasang dalam kendaraan, **Proses** sebagai analisa dan kalkulasi data hasil masukan oleh mikrokomputer yang mana hasil kalkulasi akan menjadi dasar pengambilan keputusan dalam operasional mesin, dan **Output** Keluaran dari hasil proses berupa perintah kepada bagian tertentu mesin untuk melakukan sesuatu, sesuai hasil dari kalkulasi pada langkah sebelumnya. Gambar 2.13

mengilustrasikan komponen – komponen utama dari salah satu jenis *Engine Control Unit (ECU)*.



Gambar 2.13 Sistem Kerja ECU

secara kompleks, *ECU* memperoleh inputan dari berbagai komponen seperti *intake manifold air temperature*, *intake manifold air pressure*, *throttle position*, *engine RPM*, *engine oil temperature*, dan *exhaust O<sub>2</sub> content*. Selanjutnya *ECU* memproses data inputan tersebut menjadi beberapa penyesuaian output dengan sistem kontrol yang berbeda. Untuk memahami proses pengontrolan *ECU*, gambar 2.14 memaparkan skematik yang lebih detail dari proses sistem *ECU*.



Gambar 2.14 Engine Control Unit Schematic.



Pada gambar 2.14 Menunjukkan bahwa terdapat beberapa komponen sensor yang perlu *signal conditioning* karena jenis sensornya yang memiliki *signal output analog* sehingga dibutuhkan rangkaian *analog to digital converter*. Selanjutnya *signal* tersebut ditransfer menuju *Module Control Unit* agar nantinya dijadikan data pedoman pengaturan *output* antara lain: seberapa banyak bahan bakar yang ditransmisikan oleh *fuel injector*, seberapa besar tegangan yang dibangkitkan oleh *ignition coil* atau bahkan seberapa besar bukaan katup *Idle Air Control*. Namun. Beberapa *ECU* dibentuk oleh banyak komponen yang berbeda-beda, tergantung kepada fitur yang dimiliki oleh *ECU* tersebut. Setiap manufaktur membangun *ECU* dengan cara yang berbeda-beda, sehingga detail dari komponen *ECU* akan berbeda dari satu manufaktur ke manufaktur lain. Beberapa jenis *ECU*, hanya menggunakan sebagian dari beberapa sensor yang disebutkan sebelumnya. Begitu juga pada komponen output, tidak semua jenis *ECU* yang memiliki fungsi kontrol ketiga komponen *output* tersebut seperti yang dipaparkan pada gambar 2.14.

## **BAB III**

### **METODE PENELITIAN**

#### **3.1 Metode Pengujian**

Penelitian ini dilakukan secara eksperimental. Alat uji yang digunakan dalam penelitian ini adalah *LPG engine-generator set* yang divariasikan dengan bahan bakar *CNG*, sudut pengapian, dan *AFR*. Selanjutnya *engine* dimodifikasi sistem pengapiannya dari sistem pengapian *magneto* menjadi *ECU Programmable*. Proses modifikasi mesin dilakukan di Laboratorium Teknik Pembakaran dan Bahan Bakar (TPBB), Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) - Surabaya. Tahapan penelitian ini dibagi menjadi dua kelompok, yaitu:

1. Kelompok kontrol adalah pengujian kondisi mesin standard (*single fuel*) yang menggunakan bahan bakar *LPG*.
2. Kelompok uji adalah pengujian mesin menggunakan bahan bakar *CNG* dengan variasi sudut pengapian dan *AFR* yaitu menambahkan *blower* pada inlet udara.

#### **3.2 Alat Uji**

Peralatan uji yang digunakan dalam penelitian ini antara lain :

##### **3.2.1 Engine Test**

*Engine* yang digunakan dalam penelitian ini adalah *LPG engine-generator set* dengan spesifikasi sebagai berikut :





- Merek : Green Power CC5000-LPG
- DayaMaksimum : 4800 Watt
- Mode generator : 1 phase atau 3 phase
- Jumlah silinder : 1 silinder
- Diameter x langkah: 88x64 mm
- Bahan bakar : LPG
- Tekanan LPG : 25 mbar ~ 32 mbar
- Putaran *engine* : 3000 rpm

Gambar 3.1 *Engine test.*

### 3.2.2 Alat Ukur

Alat ukur yang digunakan dalam pengujian terdiri dari :

#### 1. *Pressure Regulator*

Alat ini berfungsi untuk mengatur tekanan bahan bakar gas yang masuk ke *engine*, sekaligus berfungsi mengukur tekanan tabung bahan bakar. Adapun spesifikasi *pressure regulator* tersebut adalah :



- Tipe : 550L
- Tekanan maksimal sisi *inlet* :  $16\text{kg/cm}^2$
- Tekanan maksimal sisi *outlet* :  $1.5\text{kg/cm}^2$
- Debit :  $6\text{ m}^3/\text{h}$

Gambar 3.2 *Pressure Regulator.*

#### 2. *Tang Ampere dan Voltmeter*

Alat ini digunakan untuk mengukur arus listrik (I) dan tegangan listrik (V) yang terjadi akibat pemberian beban pada generator listrik.



(a)



(b)

Gambar 3.3 (a) Tang Ampere ; (b) Voltmeter.

### 3. Alat pengukur putaran mesin (*Tachometer*)

*Tachometer* omega merupakan alat ukur putaran dengan memanfaatkan sensor inframerah sebagai inputan.



- Display: 5-digit alphanumeric LCD
- Range: 5 to 200,000 rpm
- Accuracy:  $\pm 0.01\%$  of reading
- Operating Range: 50 mm to 7.6 m (2" to 25')
- Environmental: 5 to 40°C (41 to 104°F), 80% RH up to 30°C (86°F)

Gambar 3.4 *Tachometer*

### 4. *Exhaust Gas Analyzer*

Alat ini digunakan untuk mengukur kadar emisi gas buang, meliputi  $CO$ ,  $HC$ ,  $CO_2$ , dan  $O_2$ .

Gambar 3.5 *Exhaust Gas Analyzer*.

### 5. *Thermocouple Digital*



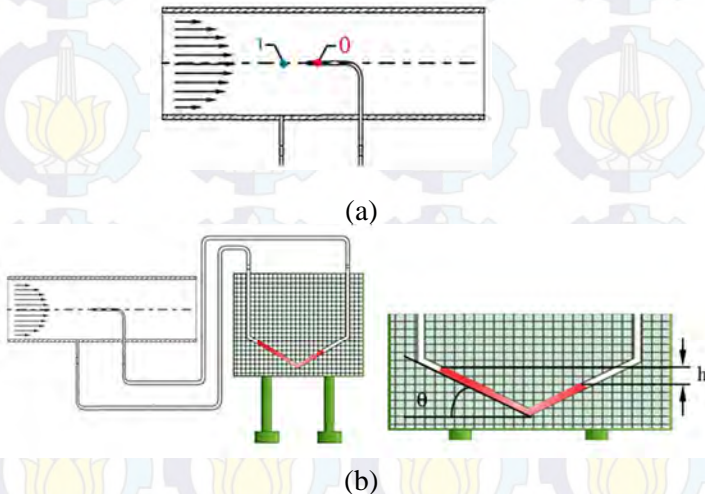
Alat ini digunakan untuk mengukur temperatur bahan bakar, temperatur gas buang, temperatur mesin dan temperatur minyak pelumas.



Gambar 3.6 *Thermocouple Digital*.

#### 6. *Pitot Tube with Static Wall Pressure Tap dan Inclined Manometer*

Alat ini dipergunakan untuk mengukur jumlah udara dan bahan bakar gas memasuki ruang bakar. Berikut ini merupakan contoh perhitungan kecepatan udara.



Gambar 3.7 Konfigurasi *Pitot Tube dan Inclined Manometer  $\theta = 15^\circ$*  (a) *Flow Measurement* ; (b) *Oil Level*

*Pitot tube with static wall pressure tap* dihubungkan dengan *inclined manometer* untuk mengetahui besarnya perbedaan ketinggian cairan pada *manometer* yang nantinya digunakan persamaan *Bernoulli* sebagai berikut :

$$\frac{P_0}{\rho} + \frac{V_0^2}{2} + gZ_0 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gZ_1 \dots \dots \dots (3.1)$$

Dimana :

$P_0$  = Tekanan stagnasi (pada titik 0) (Pa)

$P_1$  = Tekanan statis (pada titik 1) (Pa)

$\rho$  = Massa jenis fluida yang mengalir ( $\text{kg/m}^3$ )

$V_1$  = Kecepatan di titik 1 (m/s)

$V_0$  = Kecepatan di titik 0, kecepatan pada titik *stagnasi* = 0 m/s

Dengan mengasumsikan  $\Delta z = 0$  maka persamaan menjadi :

$$\frac{V_1^2}{2} = \frac{P_0 - P_1}{\rho} \dots \dots \dots (3.2)$$

Untuk mencari kecepatan udara yang masuk kedalam ruang bakar dari persamaan diatas menjadi:

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(P_0 - P_1)}{\rho_{\text{udara}}}} \dots \dots \dots (3.3)$$

Dimana :

$$P_0 - P_1 = \rho_{\text{red oil}} \cdot g \cdot h \dots \dots \dots (3.4)$$

$$\rho_{\text{red oil}} = (\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{SG}_{\text{red oil}}) \dots \dots \dots (3.5)$$

Sehingga pada *inclined manometer* diperoleh persamaan,

$$P_0 - P_1 = (\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{SG}_{\text{red oil}}) \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta \dots \dots \dots (3.6)$$

$h$  adalah perbedaan ketinggian cairan pada *inclined manometer* dengan  $\theta = 15^\circ$ , maka persamaan menjadi :

$$V_1 = \sqrt{\frac{2(\rho_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \text{SG}_{\text{red oil}} \cdot g \cdot h \cdot \sin \theta)}{\rho_{\text{udara}}}} \dots \dots \dots (3.7)$$

Dengan :

$\text{SG}_{\text{red oil}}$  : *Spesific gravity red oil* (0.827)



- $\rho_{H_2O}$  : Massa jenis air (999 kg/m<sup>3</sup>)  
 $\rho_{udara}$  : Massa jenis udara (1.1447 kg/m<sup>3</sup>)  
 $h$  : Total perbedaan ketinggian cairan pada *incline manometer* (m)  
 $\theta$  : Sudut yang digunakan pada *inclined manometer* (degree)

namun  $V_1$  merupakan kecepatan maksimal, terlihat dari profil kecepatan aliran pada *internal flow*. Hal ini dikarenakan posisi pitot berada pada *centerline* pipa. Sehingga perlu dirubah menjadi *average velocity* ( $\bar{V}$ ) yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \dots \dots \dots (3.8)$$

Dimana:

- $\bar{V}$  : Kecepatan rata – rata (m/s)  
 $V_{max}$  : Kecepatan maksimal dari profil kecepatan aliran.  
 $n$  : *variation of power law exponent*. Yang di rumuskan sebagai berikut:

$$n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}} \dots \dots \dots (3.9)$$

untuk  $Re_{V_{max}} > 2 \times 10^4$  (aliran turbulen).

Sedangkan untuk aliran laminar dapat diperoleh melalui persamaan berikut:

$$V_{max} = 2\bar{V} \dots \dots \dots (3.10)$$

### 3.2.3 Converter kit dan Peralatan Modifikasi Tambahan

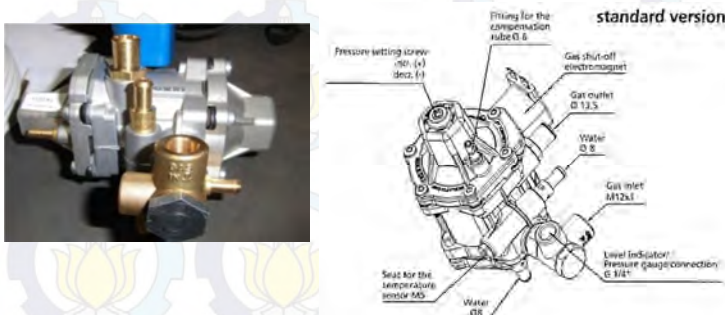
Konverter kit yang digunakan agar *LPG Engine Generator Set* dapat modifikasi dengan bahan bakar *CNG* diantaranya:

#### 1. *Pressure Reducer*

*Pressure Reducer* merupakan suatu alat didalam *converter kit CNG* yang berfungsi untuk menurunkan tekanan dari tangki *CNG*



sebelum masuk ke ruang bakar. Adapun gambar dari *reducer CNG* yang digunakan sebagai berikut :



Gambar 3.8 *Pressure Reducer*

## 2. ECU - Programmable

Digunakan untuk mengatur sudut pengapian *engine* yang terhubung langsung dengan *Personal Computer (PC)*. Dengan memanfaatkan posisi *pulser* sebagai sumber data *input* serta variabel terikat yang diperoleh dari putaran *engine*.

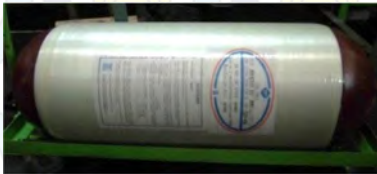


Gambar 3.9 *ECU-Programmable*

Pada gambar 3.9 terlihat bahwa *ECU* juga membutuhkan *supply* listrik dimana sumber arus listrik 12 volt DC berasal dari

*battery*. Ketika *engine* dihidupkan dengan *electric stater*, menyebabkan rotor *engine* berputar dan sekaligus *flywhell* ikut berputar. Pada saat pulser mengeluarkan sinyal induktif yang masuk ke *ECU*. Sinyal tersebut berfungsi memberikan informasi ke *ECU*, untuk memutuskan atau menghubungkan arus primer. Arus primer yang terjadi diteruskan ke coil pengapian, kemudian coil pengapian menghasilkan tegangan listrik sekunder tinggi yang dimanfaatkan untuk penyalan busi.

### 3. Tanki CNG



- Tipe : CNG2  
(ISO11439-2000)
- Tebal dinding : 5,5 mm
- Tinggi tanpa valve : 981 mm
- Diameter luar : 370 mm
- Berat : 65 kg
- CNG capacity : 75 Liter
- Service pressure : 20 Mpa

Gambar 3.10 Tangki CNG

### 4. DC Air Blower

Komponen ini digunakan untuk mengatur nilai estimasi *AFR* pada saluran inlet karburator.



- Speed: 4000 rpm
- Aliran udara: 151.85 CFM
- Tekanan: 0.45 inch H<sub>2</sub>O

Gambar 3.11 Blower Axial

### 5. Voltage Regulator

*Voltage regulator* ini digunakan untuk mengatur variasi aliran udara yang dihasilkan oleh *Blower Axial*.

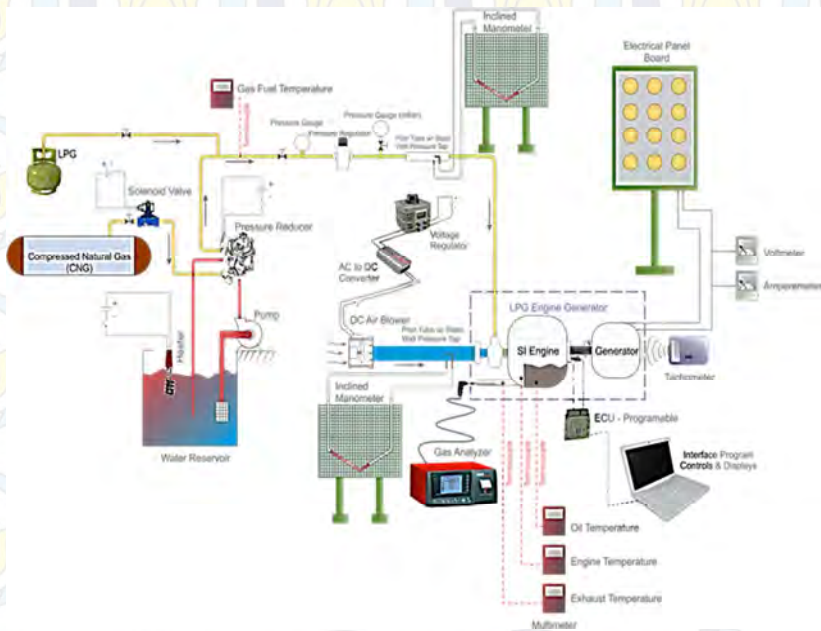




- *Place of Origin* : Zhejiang China
- *Fase* : Fase tunggal
- *Tipe Arus* : AC
- *Input voltage* : 220V
- *Output voltage* : 0-250v
- *Efficiency* : 80%

Gambar 3.12 *Voltage Regulator*

### 3.3 Skema Penelitian



Gambar 3.13 Skema Penelitian

Pada skema perancangan instalasi diatas terlihat bahwa terdapat percabangan pada saluran bahan bakar *LPG* dan *CNG*. namun pada pelaksanaannya, mesin dilakukan pengujian bahan bakar *LPG* sebagai data acuan, dan juga dilakukan pengujian



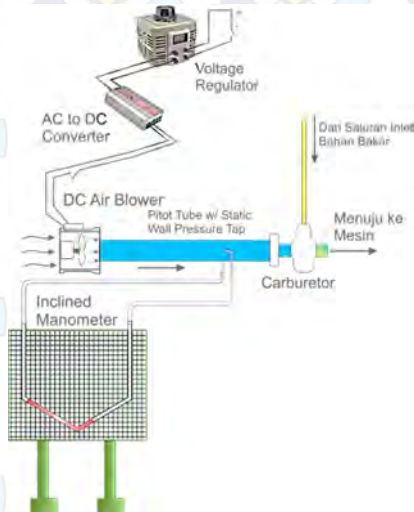
menggunakan bahan bakar *CNG* dengan variasi *AFR* dan sudut pengapian sebagai data kontrol.

Selain itu juga terdapat komponen tambahan dari kondisi instalasi standart seperti *voltage regulator* beserta *blower axial* sebagai pengatur jumlah pasokan aliran udara, *heater* gantung sebagai pengatur stabilitas *properties* bahan bakar, computer sebagai interface dari *ECU - Programable* yang mampu mengatur sudut pengapian, selanjutnya juga terdapat beberapa alat ukur lainnya seperti *Gas Analyzer* sebagai alat untuk mengetahui pengaruh dari karakteristik campuran bahan bakar pada *engine*, juga terdapat *thermocouple* sebagai alat ukur temperatur fluida, kemudian juga digunakan *tachometer* untuk mengetahui putaran *engine* yang nantinya dijadikan salah satu data acuan performa *engine*.

### **3.4 Prosedur Pengujian**

#### **3.4.1 Modifikasi saluran inlet udara dengan posisi *swing valve* karburator *fully open***

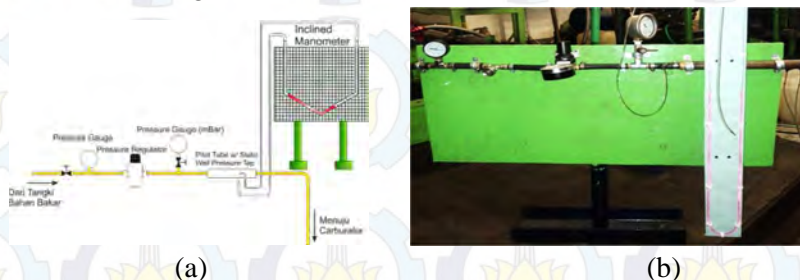
Agar pengujian dapat dilakukan variasi *AFR* maka perlu di tambah komponen pengatur supply udara. Diantaranya penambahan *blower axial* dan *voltage regulator*. Selanjutnya pasokan udara ini ditransmisikan menuju karburator untuk proses pencampuran bahan bakar dengan udara.



Gambar 3.14 Instalasi Saluran Udara

### 3.4.2 Modifikasi Saluran Bahan Bakar Gas.

Untuk mendapatkan variasi tekanan bahan bakar yang masuk ke *engine* maka perlu dilakukan modifikasi pada saluran bahan bakar gas.

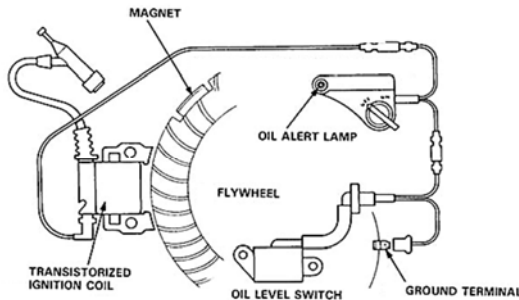


Gambar 3.15 (a) Skematik Modifikasi Saluran *Supply* Bahan Bakar Gas.; (b) Saluran *Supply* Bahan Bakar Gas yang Dimodifikasi.



### 3.4.3 Modifikasi Sistem Pengapian *LPG Engine-Generator Set*

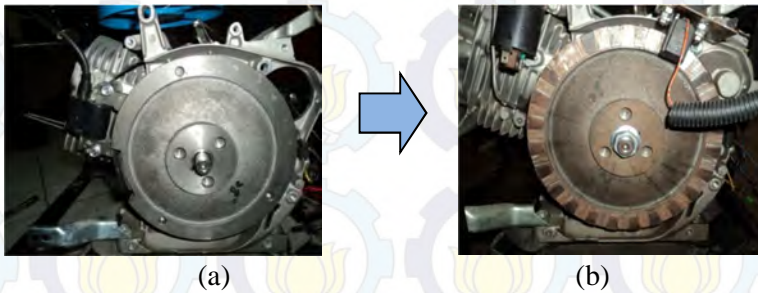
Untuk melakukan variasi derajat pengapian pada pengoperasian *LPG engine-generator set* maka perlu dilakukan modifikasi pada sistem pengapian. Sistem pengapian standart yang digunakan *LPG engine-generator set* merupakan sistem pengapian *magneto* seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.16. Sistem pengapian *magneto* terdiri dari *flywheel* baja yang berputar yang dilengkapi dengan magnet permanen, dipasangkan pada poros engkol *engine*. Medan magnet yang terdapat pada *flywheel* sejajar dengan inti armatur pengapian. Pada saat *flywheel* berputar tegangan AC diinduksikan pada rangkaian primer (*coil*). Sehingga jika posisi *coil* terhadap magnet tidak tepat maka induksi magnet ke *coil* kurang baik, hal ini yang menjadikan sistem pengapian magnet sulit dilakukan pengaturan pada derajat pengapian.



Gambar 3.16 Sistem Pengapian *Magneto*.

Selanjutnya dilakukan modifikasi pada sistem pengapiannya yaitu menggantinya dengan sistem pengapian *ECU - Programable*. Pada sistem pengapian elektronik ini diperlukan *pulser* sebagai *signal input* ke *ECU*, sehingga pada *flywheel* dipasang gigi-gigi yang berfungsi sebagai *timing mark* untuk *pulser*. Pembangkit sinyal (*pulser*) digunakan untuk memberikan *impuls* listrik dan memberikan sinyal saat pengapian pada *ECU*. Kemudian *ECU* akan menghubungkan rangkaian primer pada coil

pengapian. Pemasangan *pulser* dan gigi - gigi pada *flywhell* ditunjukkan pada gambar 3.17 (b).



Gambar 3.17 (a) *Flywhell* yang belum dimodifikasi; (b) *Flywhell* yang sudah dimodifikasi.

Seperti yang dipaparkan sebelumnya, pengaturan sudut pengapian membutuhkan perangkat lunak komputer yang telah dipasang *program interface*, seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.18 *program interface* ini mampu memajukan atau memundurkan sudut pengapian mulai dari  $10^{\circ}$  –  $30^{\circ}$  *BTDC* dengan sudut penyapian standard dari engine adalah  $20^{\circ}$  *BTDC*. Namun perlu dipertimbangkan *range* pemunduran ataupun pemajuan sudut pengapian agar tidak terjadi *knocking* yang merusak komponen utama *engine* atau bahkan tidak juga terjadi *power drop*.

Ignition		Set				Get							
		500	750	1000	1250	1500	2000	2500	3000	4000	5000	5500	6000
0	10	15	15	18	20	20	20	20	27	27	30	30	
10	10	15	15	18	20	22	25	25	27	27	30	30	
15	10	15	15	18	20	22	25	25	27	27	30	30	
20	10	15	15	18	20	22	25	25	27	27	30	30	
30	10	15	15	18	20	22	25	25	27	27	30	30	
40	10	15	15	18	20	22	25	25	27	27	30	30	
50	10	15	15	18	20	22	25	25	27	27	30	30	

Gambar 3.18 Tampilan Pengaturan Derajat Pengapian di komputer.



### 3.4.4 Tahapan Pengujian

Dalam pelaksanaan eksperimen ini ada beberapa tahapan yang dilakukan adalah sebagai berikut :

#### 1. Persiapan Pengujian

Persiapan pengujian meliputi *setting* alat uji dan alat ukur adalah sebagai berikut :

- a. Pengecekan kondisi *engine* sehingga siap untuk digunakan dalam percobaan. Pengecekan yang dilakukan meliputi pengecekan kondisi karburator, pelumasan, bahan bakar dan sistem pembebanan.
- b. Pengecekan dan pemasangan alat-alat ukur yang digunakan untuk pengujian.
- c. Mempersiapkan tabel pengambilan data.

#### 2. Proses Pengujian

Pada penelitian ini pengujian dilakukan dengan memvariasikan *AFR* dan derajat pengapian. Pengaturan tekanan *supply* bahan bakar dilakukan melalui *pressure regulator*, sedangkan pengaturan derajat pengapian dilakukan melalui *program interface ECU*.

Adapun langkah pengujian adalah sebagai berikut :

1. Pengujian dengan bahan bakar *LPG*
  - a. Posisikan *circuit breaker* pada posisi *Off*, yang tujuannya adalah untuk memastikan *engine* pada awal operasi pada keadaan tidak berbeban.
  - b. Posisikan *engine switch* pada posisi *On*, yaitu untuk memastikan bahwa katup utama bahan bakar masuk menuju ke ruang bakar telah terbuka.
  - c. Posisikan *choke switch* pada posisi *Close*. Agar pada saat *start*, *supply* campuran bahan bakar dan udara menjadi kaya.
  - d. Pada saluran bahan bakar, posisikan *isolating valve* untuk *pressure gauge* (skala mbar) pada posisi tertutup hal ini bertujuan untuk mengamankan *pressure gauge* (skala mbar)

ketika pengaturan bukaan *pressure regulator* yang berlebihan pada awal bukaan.

- e. Atur derajat pengapian pada komputer yaitu pada kondisi standard  $20^{\circ}BTDC$ .
  - f. Atur bukaan *pressure regulator* untuk mendapatkan tekanan bahan bakar yang diinginkan.
  - g. Menghidupkan *engine*.
  - h. Posisikan *choke switch* pada posisi *Open*.
  - i. Melakukan pengkondisian *engine* pada putaran *idle* (tanpa beban) selama  $\pm 5$  menit untuk mencapai kondisi *steady state* atau stasioner.
  - j. Posisikan *circuit breaker* pada posisi *On*, kemudian naikan beban secara perlahan 500W sampai beban 4500W dengan *interval* 500W, dengan tegangan listrik minimal 180 Volt. Kenaikan beban diikuti dengan bukaan *pressure regulator* untuk mendapat tekanan bahan bakar gas yang diinginkan, yaitu dilakukan pengujian pada bahan bakar *LPG* standard dengan tekanan 30mbar.
  - k. Pada setiap pengujian *engine*, dilakukan pencatatan beberapa data.
2. Selanjutnya dilakukan pengujian dengan bahan bakar *CNG*
- Untuk pengujian dengan menggunakan bahan bakar *CNG*, metode yang digunakan sama seperti dengan pengujian pada bahan bakar *LPG*. Namun pada pengujian *CNG* terdapat beberapa langkah tambahan pada pengaturan *supply* bahan bakar seperti berikut:
- a. Pastikan katup saluran yang menuju bahan bakar *LPG* tertutup
  - b. Periksa tekanan pada tabung *CNG* apakah masih mencukupi dengan melihat *pressure gage* yang terpasang pada *pressure reducer*
  - c. Pasang *socket* pada *solenoid valve* dari *pressure reducer* sebagai penyalur *supply* tegangan 12 V agar *solenoid valve* berada pada posisi terbuka.



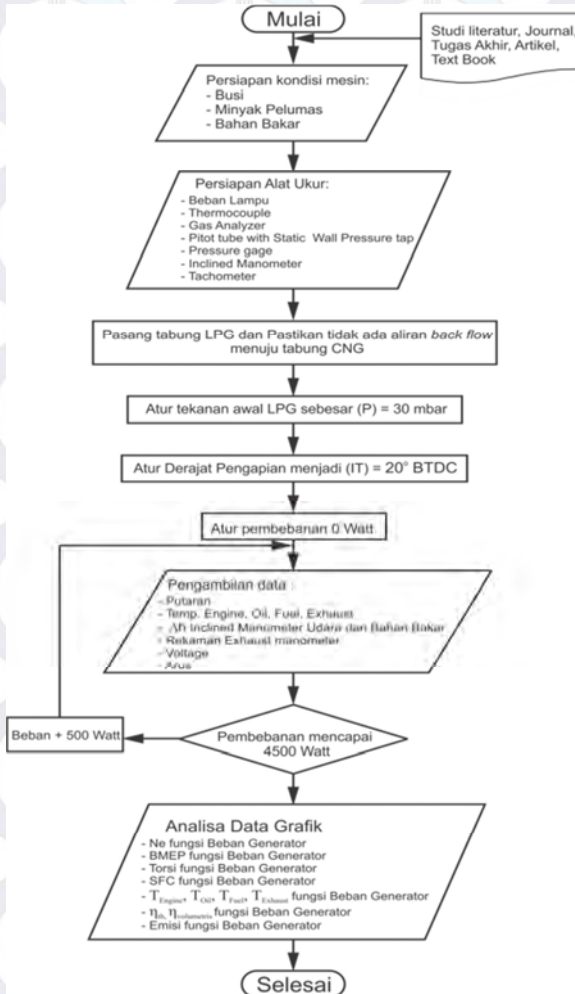
- d. Posisikan *circuit breaker* pada posisi *Off*, yang tujuannya adalah untuk memastikan *engine* pada awal operasi pada keadaan tidak berbeban.
- e. Posisikan *engine switch* pada posisi *On*, yaitu untuk memastikan bahwa katup utama bahan bakar masuk menuju ke ruang bakar telah terbuka.
- f. Posisikan *choke switch* pada posisi *Close*. Agar pada saat *start*, *supply* campuran bahan bakar dan udara menjadi kaya.
- g. Pada saluran bahan bakar, posisikan *isolating valve* untuk *pressure gauge* (skala mbar) pada posisi tertutup. Yang tujuannya untuk mengamankan *pressure gauge* (skala mbar) ketika pengaturan bukaan *pressure regulator* yang berlebihan pada awal bukaan.
- h. Pasang *blower axial* yang terhubung dengan *voltage regulator* sebagai pengatur *supply* udara
- i. Atur *voltage regulator* pada posisi awal 12 Volt
- j. Atur derajat pengapian pada komputer sesuai yang diinginkan (20°, 23° dan 26° *BTDC*) yaitu pada kondisi awal 20°*BTDC*.
- k. Atur bukaan *pressure regulator* untuk mendapatkan tekanan bahan bakar yang diinginkan.
- l. Menghidupkan *engine*.
- m. Posisikan *choke switch* pada posisi *Open*.
- n. Melakukan pengkondisian *engine* pada putaran *idle* (tanpa beban) selama  $\pm 5$  menit untuk mencapai kondisi *steady state* atau stasioner.
- o. Posisikan *circuit breaker* pada posisi *On*, kemudian naikan beban secara perlahan 500W sampai beban 4500W dengan *interval* 500W, dengan tegangan listrik minimal 180 Volt. Kenaikan beban diikuti dengan bukaan *pressure regulator* untuk mendapat tekanan bahan bakar gas yang diinginkan, yaitu dilakukan pengujian pada bahan bakar *CNG* 40, 80, 120, 160 mbar.

- p. Variasikan *voltage regulator* sesuai dengan kondisi yang diinginkan sebagai komponen pengatur *blower axial*, yaitu 12V dan 24V
  - q. Dengan derajat pengapian yang sama, pengambilan data akan didapatkan untuk variasi tekanan bahan bakar dan variasi *voltage regulator*.
  - r. Pada setiap pengujian *engine*, dilakukan pencatatan beberapa data.
  - s. Setelah selesai, beban diturunkan sampai tanpa beban kemudian *engine* dimatikan.
  - t. Dilakukan pengaturan derajat pengapian yang lain (20°, 23° dan 26° *BTDC*). Kemudian kembali dilakukan pengujian *engine* dengan metode dan urutan dari *point* pertama.
3. Pengujian temperatur bahan bakar, *engine*, gas buang dan oli
- Pada pengujian temperatur dilakukan pencatatan bersamaan saat pengujian *engine* dengan bahan bakar *LPG* maupun *CNG*, dimana temperatur tersebut dapat diketahui dari nilai yang tertera pada alat baca *thermocouple digital*.
4. Akhir pengujian
- Untuk setiap akhir pengujian, maka *engine* yang dipakai sebagai alat uji dimatikan dengan cara sebagai berikut :
- a. Menurunkan beban yang bersamaan memutar regulator sampai *engine* tidak berbeban.
  - b. Untuk *engine* dibiarkan pada putaran idle tersebut selama  $\pm 1$  menit untuk mencapai kondisi *steady state* atau stasioner.
  - c. *Engine* dimatikan.



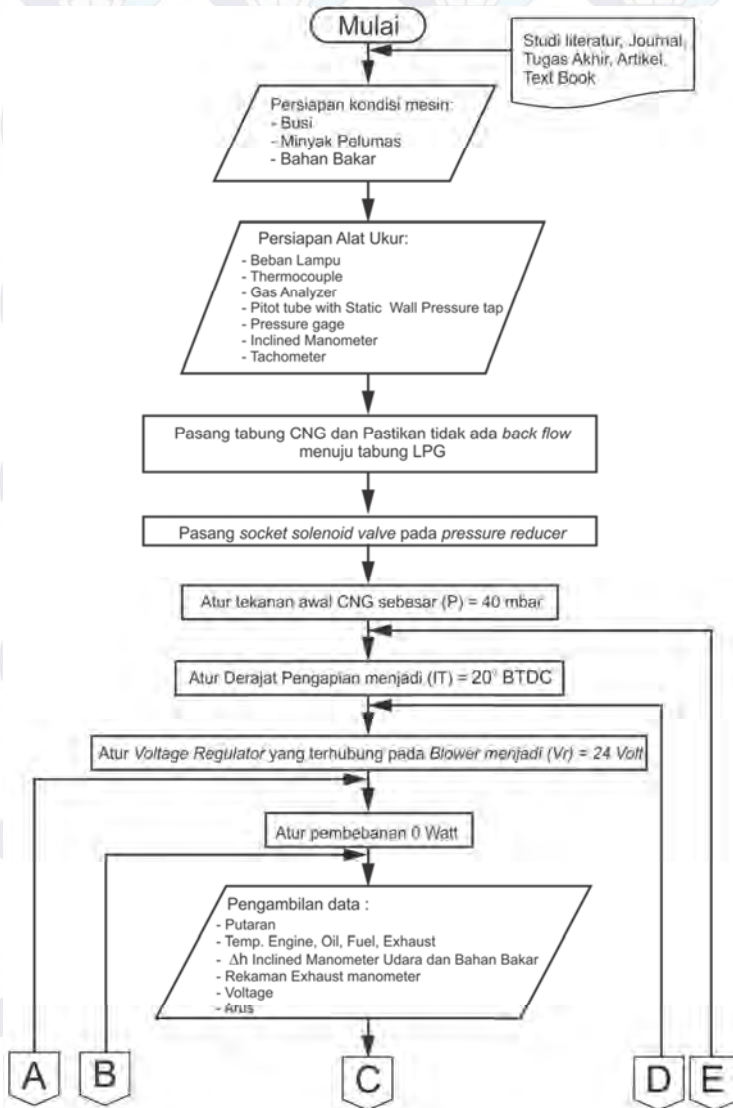
### 3.5.1 Flowchart Percobaan LPG

### 3.5.1 Flowchart Percobaan LPG



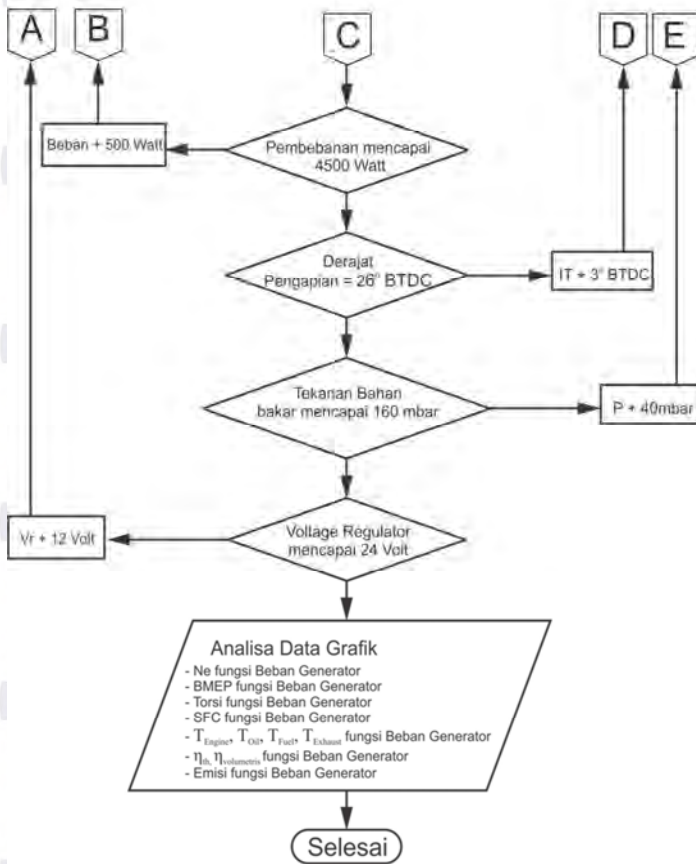
Gambar 3.19 *Flowchart* Percobaan dengan Bahan Bakar *LPG*

### 3.5.2 Flowchart Percobaan CNG



(a)





(b)

Gambar 3.20 (a) *Flowchart* Percobaan dengan Bahan Bakar CNG.; (b) Lanjutan

### 3.6 Rancangan Eksperimen

Pada penelitian ini, ditetapkan beberapa parameter *input* dan *output* sehingga hasil dari penelitian diharapkan sesuai dengan

yang diharapkan. Dari percobaan ini data-data yang dihitung dan kemudian ditampilkan dalam bentuk :

- Grafik daya terhadap beban generator.
- Grafik *mep* terhadap beban generator.
- Grafik torsi terhadap beban generator.
- Grafik *sfc* terhadap beban generator.
- Grafik  $\eta_{th}$ ,  $\eta_{volumetris}$  terhadap beban generator.
- Grafik emisi terhadap beban generator.
- Grafik temperatur dinding *engine* terhadap beban generator.
- Grafik temperatur oli pelumas terhadap beban generator.
- Grafik temperatur gas buang terhadap beban generator.

**Tabel 3.1 Rancangan Eksperimen**

PARAMETER INPUT					PARAMETER OUTPUT	
Tetap	Variasi				Ukur	Hitung
Bahan Bakar	Sistem Pengapian	Voltage Blower	Tekanan Bahan Bakar	Beban		
-LPG (kondisi Standard)	-20°BTDC	- (Tanpa Variasi Blower)	- 30 mbar	0 – 4500 Watt (dengan interval 500 Watt)	- Arus Listrik (A)	- Kecepatan Aliran Bahan Bakar dan Udara
-CNG	-20°BTDC -23° BTDC -26°BTDC	- 12 V - 24 V	- 40 mBar - 80 mBar - 120 mBar - 160 mBar		- Tegangan Listrik (V)	- AFR
					- Temperatur Oli, Engine, Exhaust	- BMEP
					- Level Manometer pada pitot tube saluran udara dan Bahan Bakar	- Torsi
					- Emisi (CO, HC dan CO <sub>2</sub> )	- SFC
						- $\eta_{termis}$
						- $\eta_{Volumetric}$



*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini membahas mengenai hasil penelitian yang telah dilakukan, yang terdiri dari contoh perhitungan dan data percobaan analisa grafik. Perhitungan yang dilakukan adalah daya, torsi, konsimisi bahan bakar spesifik (*SFC*), tekanan efektif rata-rata (*MEP*), efisiensi *thermal*, efisiensi *volumetric* dan *AFR*. Adapun untuk data hasil penelitian, hanya data – data tertentu saja yang ditampilkan dalam bab ini yaitu data yang digunakan sebagai contoh perhitungan unjuk kerja. Sedangkan untuk data hasil penelitian seluruhnya bisa dilihat pada lampiran.

### 4.1 Pengujian Eksperimen

Pengujian dilakukan sesuai dengan rancangan eksperimen disubbab 3.6. Dengan menambahkan *blower* pada saluran *inlet* udara dan divariasikan dengan *voltage regulator*, selanjutnya diberikan *T branch* dan *pressure regulator* pada saluran *inlet* bahan bakar agar bahan bakar bisa dilakukan penganturan tekanan dan penggantian bahan bakar gas sehingga diharapkan variasi *AFR* dapat dilakukan.

Pada saat pengujian *LPG Engine-Generator Set* dengan menggunakan bahan bakar *LPG*, awal tekanan bahan bakar di sisi keluaran *pressure regulator* diatur sekitar 700 mbar. Kemudian setelah *engine* menyala, tekanan bahan bakar diturunkan dengan menggunakan *pressure regulator*. Pada proses penurunan bahan bakar tersebut, terdengar suara *engine* menjadi lebih halus pada tekanan bahan bakar sekitar 30 mbar. Pengujian *engine* dengan bahan bakar *LPG* dilakukan pada kondisi standard pabrik, yaitu tanpa diberikan *blower* pada saluran *inlet* udara serta tidak ada variasi *ignition timing* (20°*BTDC* pada kondisi standard sebelum dimodifikasi sistem pengapiannya).



Pada saat pengujian *LPG Engine-Generator Set* dengan menggunakan bahan bakar *CNG*, awal tekanan bahan bakar di sisi keluaran *pressure regulator* diatur sekitar 900 mbar. Kemudian setelah *engine* menyala, tekanan bahan bakar diturunkan dengan menggunakan *pressure regulator*. Pada proses penurunan bahan bakar tersebut, terdengar suara *engine* menjadi lebih halus pada tekanan bahan bakar sekitar 80 mbar. Pengujian *engine* dengan bahan bakar *CNG* dilakukan dengan memodifikasi konsumsi bahan bakar sebesar 40 mbar hingga 160 mbar dengan interval 40 mbar. dan dilakukan modifikasi sistem pengapian agar sudut pengapian dapat divariasikan sebesar  $20^\circ$  hingga  $26^\circ$  BTDC dengan interval  $3^\circ$ . Serta diberikan *blower* pada saluran *inlet* udara dan diatur udara *supply blower* dengan menggunakan *voltage regulator* sebesar 12 V DC dan 24 V DC sehingga *AFR* dapat divariasikan

Pada penelitian ini terdapat parameter yang diukur dari alat ukur dan parameter yang dihitung. Parameter yang diukur adalah arus listrik (Ampere), tegangan listrik (Volt), putaran poros (Rpm), emisi gas ( $CO_2$ ,  $CO$  dan  $HC$ ), temperatur *engine* ( $^\circ C$ ), temperatur oli ( $^\circ C$ ), temperatur *exhaust* ( $^\circ C$ ). Sedangkan parameter yang dihitung meliputi :  $\dot{m}_{\text{bahan bakar}}$ ,  $\dot{m}_{\text{udara}}$ , daya, *MEP*, torsi, *SFC*,  $\eta_{\text{thermal}}$  dan *AFR*. Selanjutnya Data hasil pengujian dan perhitungan yang telah diolah, disajikan dalam bentuk tabel pada lampiran.

Beberapa data yang diambil langsung dari pengukuran, seperti: temperatur yang diukur (*engine*, *oil*, dan *exhaust*) serta data emisi gas buang ( $CO_2$ ,  $CO$  dan  $HC$ ) juga akan dilakukan analisa data kondisi operasi *engine* dan juga sebagai data pembandingan dari analisa data perhitungan unjuk kerja *engine*. Sehingga nantinya akan ada dua jenis grafik yang dianalisa, yaitu grafik yang diperoleh melalui perhitungan unjuk kerja dan grafik yang dibentuk dari beberapa data hasil pengukuran secara langsung.

## 4.2 Contoh Perhitungan Eksperimen

Pada bab ini dipaparkan beberapa contoh perhitungan data unjuk kerja mesin yang diperoleh selama pengujian, diantaranya: *Mass flow* bahan bakar, *Mass flow* udara, *AFR*, Daya efektif, Torsi, *MEP*, *SFC*, Efisiensi *thermal* dan efisiensi *volumetric*.

### 4.2.1 Perhitungan *Mass flow* Udara ( $\dot{m}_{air}$ )

*Mass flow* Udara yang dikonsumsi oleh mesin dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \times \bar{V}_{air} \times A$$

Dimana,

$\rho_{air}$  = densitas udara ( $\text{Kg/m}^3$ )

$\bar{V}_{air}$  = Kecepatan rata – rata ( $\text{m/s}$ )

$A$  = Luasan pipa pada *pitot tube* ( $\text{m}^2$ ).

Sedangkan perhitungan kecepatan rata – rata diperoleh melalui persamaan distribusi kecepatan saluran pipa yang telah dipasang *pitot tube*. Berdasarkan pengujian unjuk kerja *LPG - Engine Generator Set* pada sudut pengapian  $20^\circ\text{BTDC}$ , *Voltage Air Blower* 12V, Variasi Tekanan Bahan bakar *CNG* 40mbar serta saat pembebanan 3000 Watt, diperoleh perbedaan ketinggian  $\Delta h = 0,4$  cm. Sehingga diperoleh perhitungan kecepatan maksimal pada *pitot tube with static wall pressure tap* sebagai berikut:

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot SG_{red\ oil} \cdot \rho_{water} \cdot g \cdot \Delta h \sin \theta}{\rho_{air}}}$$

Diketahui

- $SG_{red\ oil} = 0.827$
- $\rho_{water} = 996 \text{ Kg/m}^3 \text{ at } 30^\circ\text{C}$
- $\rho_{air} = 1,17 \text{ Kg/m}^3 \text{ at } 30^\circ\text{C}$
- $\theta = 15^\circ$
- $\Delta h = 0,4 \text{ cm}$



sehingga,

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,827 \cdot 996 \left(\frac{Kg}{m^3}\right) \cdot 9,81 \left(\frac{m}{s^2}\right) \cdot 0,004 m \cdot \sin 15^\circ}{1,165 \left(\frac{Kg}{m^3}\right)}}$$

$$V_{max} = \sqrt{14,3613 \left(\frac{m^2}{s^2}\right)}$$

$$V_{max} = 3,7896 \left(\frac{m}{s}\right)$$

Selanjutnya untuk mencari kecepatan rata-rata aliran udara diperlukan perhitungan *reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminer* atau bahkan *turbulent*.

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho_{air} \cdot V_{max} \cdot D}{\mu_{air}}$$

Diketahui,

- D = 0,05745 m
- $\rho_{air} = 1,165 \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{air} = 1,86 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$

$$Re_{V_{max}} = \frac{1,165 \frac{Kg}{m^3} \cdot 3,7896 \frac{m}{s} \cdot 0,05745 m}{1,86 \cdot 10^{-5} \frac{N \cdot s}{m^2}}$$

$$Re_{V_{max}} = 13636,4112 \dots\dots\dots \text{ untuk } \Delta h = 0,4 \text{ cm}$$

- Untuk  $Re_{V_{max}} > 2 \times 10^4$  digunakan  $\frac{\bar{V}}{V_{max}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)}$  dengan  
 $n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}}$
- Untuk aliran *laminer*  $V_{max} = 2\bar{V}$

Dikarenakan aliran pada batas atas ataupun batas bawah memiliki  $Re_{max} < 2 \times 10^4$  dan belum terjadi perubahan bentuk dari distribusi kecepatan, maka digunakan persamaan berikut :

$$V_{max} = 2\bar{V}$$

$$\bar{V}_{air} = 0,5 \times (3,7896) \left(\frac{m}{s}\right)$$

$$\bar{V}_{air} = 1,8948 \left( \frac{m}{s} \right) \dots\dots\dots \text{untuk } \Delta h = 0,4 \text{ cm}$$

Perhitungan *Mass flow* udara dirumuskan melalui persamaan berikut:

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \times \bar{V}_{air} \times A$$

$$\dot{m}_{air} = \rho_{air} \times \bar{V}_{air} \times \frac{1}{4} \pi D^2$$

Diketahui,

- $\rho_{air} = 1,165 \text{ Kg/m}^3$
- $\bar{V}_{air} = 1,8948 \text{ m/s}$
- $D = 0,05745 \text{ m}$

Maka,

$$\dot{m}_{air} = 1,165 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 1,8948 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1}{4} \pi (0,05745 \text{ m})^2$$

$$\dot{m}_{air} = 0,00572 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

#### 4.2.2 Perhitungan *Mass flow* Bahan Bakar ( $\dot{m}_{fuel}$ )

*Mass flow* bahan bakar yang dikonsumsi oleh mesin dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{fuel} = \rho_{fuel} \times \bar{V}_{fuel} \times A$$

Dimana,

$\rho_{fuel}$  = densitas bahan bakar ( $\text{Kg/m}^3$ )

$\bar{V}_{fuel}$  = Kecepatan rata – rata bahan bakar ( $\text{m/s}$ )

$A$  = Luasan pipa pada *pitot tube* ( $\text{m}^2$ ).

Sedangkan perhitungan kecepatan rata – rata diperoleh melalui persamaan distribusi kecepatan saluran pipa yang telah dipasang *pitot tube*. Berdasarkan pengujian unjuk kerja *LPG - Engine Generator Set* pada sudut pengapian  $20^\circ \text{BTDC}$ , *Voltage Air Blower* 12V, Variasi Tekanan Bahan bakar *CNG* 40 mbar serta saat pembebanan 3000 Watt, diperoleh perbedaan ketinggian  $\Delta h = 4 \text{ cm}$ .



Sehingga diperoleh perhitungan kecepatan maksimal pada *pitot tube with static wall pressure tap* sebagai berikut:

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot SG_{red\ oil} \cdot \rho_{water} \cdot g \cdot \Delta h \sin \theta}{\rho_{CNG}}}$$

Diketahui

- $SG_{red\ oil} = 0.827$
- $\rho_{water} = 996\text{ Kg/m}^3$  at  $30^\circ\text{C}$
- $\rho_{CNG} = 0.689\text{ Kg/m}^3$  at  $30^\circ\text{C}$
- $\theta = 15^\circ$
- $\Delta h = 4\text{ cm}$

sehingga,

$$V_{max} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,827 \cdot 996 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) \cdot 9,81 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) \cdot 0,04\text{ m} \cdot \sin 15^\circ}{0,689 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)}}$$

$$V_{max} = \sqrt{242,8292 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}\right)}$$

$$V_{max} = 15.5829 \left(\frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

Selanjutnya untuk mencari kecepatan rata-rata aliran bahan bakar diperlukan perhitungan *reynold number* untuk mengetahui aliran tersebut *laminar* atau bahkan *turbulent*.

$$Re_{V_{max}} = \frac{\rho_{CNG} \cdot V_{max} \cdot D}{\mu_{CNG}}$$

Diketahui,

- $D = 0,009\text{ m}$
- $\rho_{CNG} = 0,689\text{ Kg/m}^3$
- $\mu_{CNG} = 1 \times 10^{-5}\text{ N.s/m}^2$

$$Re_{V_{max}} = \frac{0,689 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 15,5829 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,009 \text{ m}}{10^{-5} \text{ N} \cdot \frac{\text{s}}{\text{m}^2}}$$

$$Re_{V_{max}} = 9789,1778 \dots\dots\dots \text{ untuk } \Delta h = 4 \text{ cm}$$

- Untuk  $n = -1,7 + 1,8 \log Re_{V_{max}}$
- Untuk aliran laminar  $V_{max} = 2\bar{V}$

Dikarenakan aliran pada batas atas ataupun batas bawah memiliki  $Re_{max} < 2 \times 10^4$ , Sehingga digunakan persamaan berikut :

$$V_{max} = 2\bar{V}$$

$$\bar{V}_{CNG} = 0,5 \times (15,5829) \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$$

$$\bar{V}_{CNG} = 7,7915 \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \dots\dots\dots \text{ untuk } \Delta h = 4 \text{ cm}$$

Perhitungan *Mass flow* udara dirumuskan melalui persamaan berikut:

$$\dot{m}_{CNG} = \rho_{CNG} \times \bar{V}_{CNG} \times A$$

$$\dot{m}_{CNG} = \rho_{CNG} \times \bar{V}_{CNG} \times \frac{1}{4} \pi D^2$$

Diketahui,

- $\rho_{CNG} = 0,689 \text{ Kg/m}^3$
- $\bar{V}_{CNG} = 7,7915 \text{ m/s}$
- $D = 0,009 \text{ m}$

Maka,

$$\dot{m}_{CNG} = 0,689 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 7,7915 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1}{4} \pi (0,009 \text{ m})^2$$

$$\dot{m}_{CNG} = 0,00034135 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

#### 4.2.3 Perhitungan *Air Fuel Ratio* (AFR)

Besar *AFR* saat *engine* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.3 yaitu sebagai berikut :



$$AFR_{CNG} = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{CNG}}$$

Sehingga,

$$AFR_{CNG} = \frac{0,00572 \frac{Kg}{s}}{0,00034135 \frac{Kg}{s}}$$

$$AFR_{CNG} = 16,7572$$

#### 4.2.4 Perhitungan Daya Efektif ( $N_e$ )

Daya efektif adalah ukuran suatu *engine* untuk menghasilkan kerja yang optimal atau tidaknya suatu mesin. Pengukur daya pada sebuah *engine-generator set* melibatkan pengukuran tegangan listrik (V) dan arus listrik (I) yang keluar dari generator. Pengukuran daya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.2, sebagai berikut :

$$N_e = \frac{V \times I \times \cos \theta}{\eta_{mg} \times \eta_t}$$

Dengan beberapa parameter berikut:

- V = Tegangan listrik (Volt)
- I = Arus listrik (Ampere)
- $\cos \theta$  = Faktor daya bernilai 1 (konstan) karena hambatan (R) pada generator yang terjadi merupakan hambatan resistensi bukan kapasitif.
- $\eta_{mg}$  = Efisiensi mekanis generator nilainya 0,95
- $\eta_t$  = Efisiensi transmisi, jika memakai *belt* nilainya 0,9 ; jika tidak memakai *belt* nilainya 1.

Dalam pengujian unjuk kerja *LPG - Engine Generator Set* pada sudut pengapian 20°BTDC, *Voltage Air Blower* 12V, Variasi Tekanan Bahan bakar *CNG* 40mbar serta saat pembebanan 3000 Watt, diperoleh data standard sebagai berikut:

- Tegangan listrik (V) = 175 volt
- Arus listrik (I) = 10,9 ampere

Sehingga,

$$Ne = \frac{175 \text{ Volt} \times 10,9 \text{ Ampere} \times 1}{0.95 \times 1}$$

$$Ne = 2007,8947 \text{ Watt}$$

#### 4.2.5 Perhitungan Tekanan Efektif Rata-rata (MEP)

Untuk mendapatkan nilai tekanan efektif rata – rata perlu diperoleh beberapa parameter dari spesifikasi *engine*. Adapun parameter yang diperlukan tersebut antara lain:

- Diameeter Piston (D) : 88 mm
- Panjang Langkah (L) : 64 mm
- Jumlah Silinder (i) : 1 buah
- Koefisien (z) : 2 (untuk motor empat langkah yaitu dua putaran per satu siklus)
- Putaran *engine* : 2989 rpm

Dari data spesifikasi diameter piston, dilakukan perhitungan luasan piston sebagai berikut:

$$A = \frac{1}{4} \pi D^2$$

$$A = \frac{1}{4} \pi (0.088m)^2$$

$$A = 60,8212 \times 10^{-5} m^2$$

Selanjutnya dari data tersebut dilakukan perhitungan *MEP* dengan persamaan berikut:

$$MEP = \frac{60 \times Ne \times z}{A \times L \times n \times i \times 1000}$$



$$MEP = \frac{60 \times 2007,8947 \text{ Watt} \times 2}{60,8212 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \times 0,064 \text{ m} \times 2989 \text{ rpm} \times 1 \times 1000}$$

$$MEP = 207,196 \text{ KPa}$$

#### 4.2.6 Perhitungan Torsi ( $\tau$ )

Nilai Torsi pada penelitian ini dihitung melalui penurunan rumus daya efektif seperti pada persamaan 2.5 yaitu sebagai berikut:

$$\tau = \frac{60 \times Ne}{2\pi n}$$

Dengan beberapa parameter sebagai berikut:

- $\tau$  = momen torsi (Nm)
- $n$  = putaran mesin (rpm)
- $Ne$  = daya poros efektif (Watt)

Selanjutnya berdasarkan data pengujian yang dilakukan sebelumnya, maka diperoleh:

$$\tau = \frac{60 \times Ne}{2\pi n}$$

$$\tau = \frac{60 \times 2007,8947 \text{ Watt}}{2\pi \times (2989 \text{ rpm})}$$

$$\tau = 6,4181 \text{ Nm}$$

#### 4.2.7 Perhitungan Konsumsi Bahan Bakar Spesifik ( $SFC$ )

Konsumsi bahan bakar spesifik ( $SFC$ ) didefinisikan sebagai jumlah bahan bakar yang dipakai untuk menghasilkan satu satuan daya dalam jangka waktu satu jam.  $SFC$  dapat dihitung melalui persamaan 2.6 sebagai berikut:

$$SFC = \frac{3600 \times 746 \times \dot{m}_{bb}}{Ne}$$

dimana :

$\dot{m}_{bb}$  = momen torsi (Kg/s)

$Ne$  = daya poros efektif (Watt)

Didasari data yang diperoleh dari contoh perhitungan sebelumnya, maka dilakukan perhitungan *SFC* sebagai berikut:

$$SFC = \frac{3600 \times \dot{m}_{bb}}{Ne}$$

$$SFC = \frac{3600 \times 746 \times 0,00034135 \frac{Kg}{s}}{2007,8947 Watt}$$

$$SFC = 0,456556 \frac{Kg}{HP \cdot Jam}$$

#### 4.2.8 Perhitungan Efisiensi *Thermal* ( $\eta_{th}$ )

Efisiensi *thermal* merupakan ukuran dan besarnya energi panas yang terkandung dalam bahan bakar yang dapat dimanfaatkan untuk menjadi daya yang berguna. Efisiensi *thermal* dapat dihitung melalui persamaan 2.7 sebagai berikut:

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{\dot{m}_{bb} \cdot LHV_{bb} \cdot 10^6} \times 100 \%$$

Dengan :

$LHV$  = Nilai kalor bahan bakar (MJ/Kg)

$\dot{m}_{bb}$  = Laju aliran masa bahan bakar (Kg/s)

$Ne$  = Daya Efektif (Watt)

Melalui beberapa data literatur, dapat diketahui bahwa  $LHV_{CNG}$  sebesar 46 MJ/Kg serta berdasarkan data perhitungan sebelumnya, maka diperoleh perhitungan sebagai berikut:

$$\eta_{th} = \frac{Ne}{\dot{m}_{bb} \cdot LHV_{bb} \cdot 10^6} \times 100 \%$$

$$\eta_{th} = \frac{2007,8947 Watt}{0,00034135 \frac{Kg}{s} \cdot 49 \frac{MJ}{Kg} \cdot 10^6} \times 100 \%$$



$$\eta_{th} = 12,0047 \%$$

#### 4.2.9 Perhitungan Efisiensi *Volumetric* ( $\eta_v$ )

**Efisiensi *Volumetric* ( $\eta_v$ )** mengungkapkan seberapa banyak campuran udara – bahan bakar masuk ke dalam silinder yang mampu dihisap oleh desain operasional ruang bakar. Campuran udara – bahan bakar yang memasuki silinder ketika langkah hisap inilah yang akan menghasilkan daya. Efisiensi *volumetric* secara teoritis dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\eta_v = \frac{60 \cdot Z \cdot \dot{m}_{udara}}{\rho_{udara\ inlet} \cdot A \cdot L \cdot n} \times 100 [\%]$$

- $\dot{m}_{udara}$  = Laju aliran masa udara (Kg/s)
- $\rho_{udara\ inlet}$  = Densitas bahan bakar (Kg/m<sup>3</sup>)
- A = Luas Penampang *Piston* (m<sup>2</sup>)
- L = Panjang langkah *piston* (m)
- n = Putaran (Rpm)
- Z = Jumlah putaran dalam satu siklus, bernilai 2 (motor 4 langkah)

Sedangkan densitas udara dianggap berada pada kondisi *STP*, dengan Temperatur = 30°C dan tekanan 1 Atm. Selanjutnya Densitas udara dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\rho_{udara} = \frac{P}{RT}$$

Dimana,

P : Tekanan Operasi (Pa)

R : Konstanta Gas Spesifik (nilai R untuk Gas Ideal = 287 J/Kg K)

T : Temperatur Operasi (K)

Maka densitas udara dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\rho_{udara} = \frac{P}{RT}$$

$$\rho_{udara} = \frac{101325 \text{ Pa}}{287 \frac{\text{J}}{\text{Kg K}} \times (273 + 30^\circ)\text{K}}$$

$$\rho_{udara} = 1.165 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Sehingga perhitungan efisiensi *volumetric* dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\eta_v = \frac{60 \cdot Z \cdot \dot{m}_{udara}}{\rho_{udara \text{ inlet}} \cdot A \cdot L \cdot n} \times 100 [\%]$$

$$\eta_v = \frac{60 \times 2 \times 0,00572 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{1.165 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 60,8212 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \times 0,064 \text{ m} \times 2989 \text{ rpm}} \times 100 [\%]$$

$$\eta_v = 50,6591 [\%]$$

#### 4.2.10 Analisa Teorities Perbandingan Penyerapan Energi Bahan bakar LPG dibanding CNG dalam Satu Siklus

##### 4.2.10.1 Kondisi Operasi Pengujian LPG - Standard

- Tekanan 30 mbar
- Temperatur 30°C
- Kandungan LPG 60% C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> + 40% C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> [LEMIGAS]
- $M_{C_3H_8} = 44,09 \text{ Kg/ Kmole}$  [Moran, Shapiro]
- $M_{C_4H_{10}} = 58,12 \text{ Kg / Kmole}$  [Moran, Shapiro]
- Volume Engine = 0,000389 m<sup>3</sup>
- Putaran = 3000 rpm

$$M_{LPG} = 60\% \times 44,09 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}} + 40\% \times 58,12 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$$

$$= 49,702 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$$



$$PV = mRT$$

$$P\dot{V} = \dot{m}RT$$

$$\dot{m} = \frac{P\dot{V}}{RT}$$

$$\dot{m}_{LPG} = \frac{P\dot{V}}{\frac{\bar{R}}{M_{LPG}} T}$$

$$\dot{m}_{LPG} = \frac{3000 \frac{N}{m^2} \cdot 0,000389 m^3 \cdot 3000 rpm \left| \frac{min}{60 sec} \right|}{\frac{8314 \frac{Nm}{Kmol \cdot K}}{49,702 \frac{Kg}{Kmol}} \cdot 303 K}$$

$$\dot{m}_{LPG} = 0,0011512 \text{ Kg/s}$$

*Perhitungan energi bahan bakar LPG yang diserap oleh engine*

- $GHV_{C_3H_8} = 2516 \text{ BTU/Ft}^3 = 52,59 \text{ MJ/m}^3$  [Alternate Energy System]
- $GHV_{C_4H_{10}} = 3280 \text{ BTU/Ft}^3 = 61,104 \text{ MJ/m}^3$  [Alternate Energy System]
- $SG_{C_3H_8} = 1,53$  [Alternate Energy System]
- $SG_{C_4H_{10}} = 2$  [Alternate Energy System]

Nilai densitas bahan bakar LPG

$$\begin{aligned} \rho_{C_3H_8} &= SG_{C_3H_8} \times \rho_{udara} \\ &= 1,53 \times 1,165 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 1,78245 \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{C_4H_{10}} &= SG_{C_4H_{10}} \times \rho_{udara} \\ &= 2 \times 1,165 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 2,33 \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

Dalam persatuan massa diperoleh nilai kalor LPG sebagai berikut:

$$GHV_{C_3H_8} = \frac{52,59 \left| \frac{MJ}{m^3} \right|}{1,78245 \left| \frac{Kg}{m^3} \right|} = 29,5043 \text{ MJ/Kg}$$

$$GHV_{C_4H_{10}} = \frac{61,104 \left| \frac{MJ}{m^3} \right|}{2,33 \left| \frac{Kg}{m^3} \right|} = 30,552 \text{ MJ/Kg}$$

Sedangkan kandungan LPG (60%  $C_3H_8$  + 40%  $C_4H_{10}$ )

$$GHV_{LPG} = 60\% \times 29,5043 \text{ MJ/Kg} + 40\% \times 30,552 \text{ MJ/Kg} = 29,9233 \text{ MJ/Kg}$$

Sehingga, Nilai energi bahan bakar yang diserap oleh engine saat pengujian LPG Standard adalah:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{LPG} &= \dot{m}_{LPG} \times GHV_{LPG} \\ &= 0,0011512 \text{ Kg/s} \times 29,9233 \text{ MJ/Kg} \left| \frac{10^6 J}{MJ} \right| \\ &= 34447,702 \text{ Watt} \end{aligned}$$

#### 4.2.10.2 Kondisi Operasi Pengujian CNG :

- Tekanan 40, 80, 120, 160 mbar
- Temperatur 30°C
- $M_{CH_4} = 16,04 \text{ Kg / Kmol}$  [Moran, Shapiro]
- Volume Engine = 0,000389 m<sup>3</sup>
- Putaran = 3000 rpm



$$\dot{m}_{CNG} = \frac{P\dot{V}}{\frac{\bar{R}}{M_{CNG}}T}$$

Untuk tekanan 40mbar dapat dijabarkan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{CNG} = \frac{4000 \frac{N}{m^2} \cdot 0,000389 m^3 \cdot 3000 rpm \left| \frac{min}{60 sec} \right|}{\frac{8314 \frac{Nm}{Kmol \cdot K}}{16,04 \frac{Kg}{Kmol}} \cdot 303 K}$$

$$\dot{m}_{CNG} = 0,00049535 Kg/s$$

$$\dot{m}_{CNG} = 0,00049535 Kg/s \rightarrow \text{pada tekanan 40 mbar}$$

Sehingga saat dilakukan perhitungan ulang diperoleh nilai sebagai berikut

$$\dot{m}_{CNG} = 0,0009907 Kg/s \rightarrow \text{pada tekanan 80 mbar}$$

$$\dot{m}_{CNG} = 0,00148605 Kg/s \rightarrow \text{pada tekanan 120 mbar}$$

$$\dot{m}_{CNG} = 0,0019814 Kg/s \rightarrow \text{pada tekanan 160 mbar}$$

*Perhitungan energi bahan bakar CNG yang diserap oleh engine*

- $SG_{CH_4} = 0,5813$  [Alternate Energy System]
- $GHV_{CH_4} = 1025 \text{ BTU/Ft}^3 = 38,207 \text{ MJ/m}^3$  [Intertek]

perhitungan densitas CNG

$$\begin{aligned} \rho_{CH_4} &= SG_{CH_4} \times \rho_{udara} \\ &= 0,5813 \times 1,165 \text{ Kg/m}^3 \\ &= 0,6757 \text{ Kg/m}^3 \end{aligned}$$

Dalam persatuan massa diperoleh nilai kalor CNG sebagai berikut:

$$\begin{aligned} GHV_{CH_4} &= \frac{38,207 \left| \frac{MJ}{m^3} \right|}{0,6757 \left| \frac{Kg}{m^3} \right|} \\ &= 56,5443 \text{ MJ/Kg} \end{aligned}$$

Sehingga energi bahan bakar yang diserap oleh engine dengan bahan bakar CNG dengan kondisi variasi tekanan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{udara} = 0,01417543 \text{ Kg/s} \rightarrow \text{pada tekanan 40 mbar}$$

$$\dot{m}_{udara} = 0,028350861 \text{ Kg/s} \rightarrow \text{pada tekanan 80 mbar}$$

$$\dot{m}_{udara} = 0,042526292 \text{ Kg/s} \rightarrow \text{pada tekanan 120 mbar}$$

$$\dot{m}_{udara} = 0,056701723 \text{ Kg/s} \rightarrow \text{pada tekanan 160 mbar}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{40 \text{ mbar CNG}} &= \dot{m}_{40 \text{ mbar CNG}} \times GHV_{CNG} \\ &= 0,01417543 \text{ Kg/s} \times 56,5443 \text{ MJ/Kg} \left| \frac{10^6 J}{MJ} \right| \\ &= 801539,7665 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Dan saat dilakukan perhitungan ulang maka diperoleh energi bahan bakar sebagai berikut:

$$\dot{Q}_{80 \text{ mbar CNG}} = 1603079,533 \text{ Watt} \rightarrow \text{pada tekanan 80 mbar}$$

$$\dot{Q}_{120 \text{ mbar CNG}} = 2404619,3 \text{ Watt} \rightarrow \text{pada tekanan 120 mbar}$$

$$\dot{Q}_{160 \text{ mbar CNG}} = 3206159,066 \text{ Watt} \rightarrow \text{pada tekanan 160 mbar}$$

### 4.3 Analisa Unjuk Kerja Mesin *LPG Generator set*

Unjuk kerja *engine* adalah suatu ukuran untuk mengetahui kemampuan *engine* untuk menghasilkan tenaga atau power pada



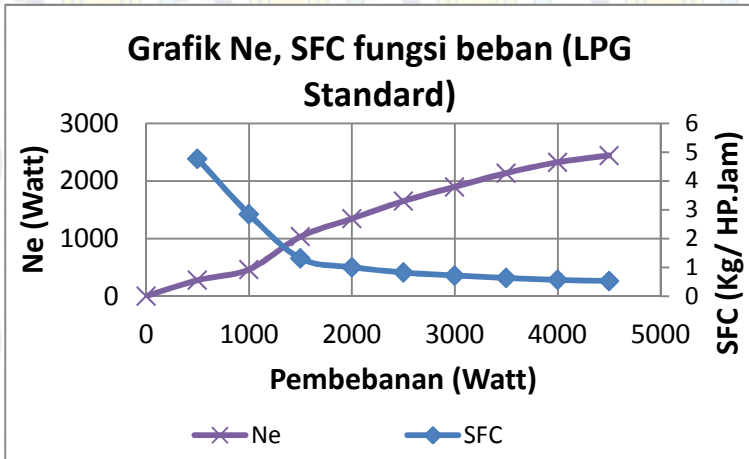
setiap putaran *engine*. Selain itu unjuk kerja *engine* juga bertujuan untuk mengetahui pengaruh variasi sudut pengapian, variasi *AFR*, perbandingan performa yang disebabkan oleh penggantian bahan bakar serta perubahan kondisi operasi mesin. Untuk dapat mengetahui tingkat performa dari suatu *engine*, maka dapat dilihat dari beberapa parameter diantaranya torsi, daya, tekanan efektif rata-rata, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi *thermal* dan efisiensi *volumetric*.

#### 4.3.1 Analisa Unjuk Kerja Mesin *LPG Generator Set* Berbahan Bakar *LPG*

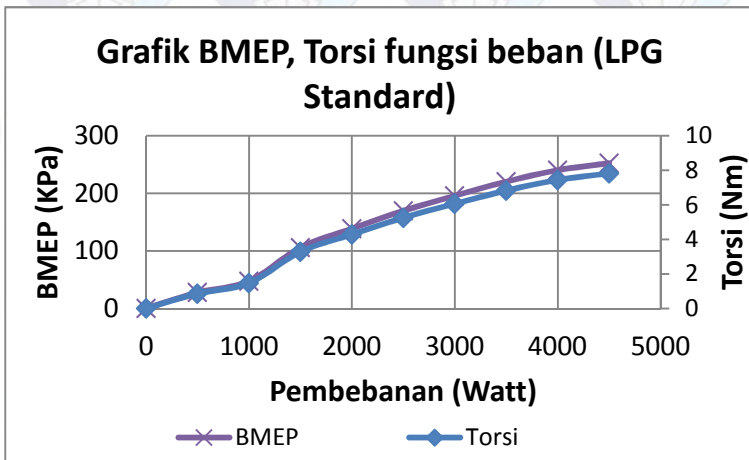
Berdasarkan buku panduan dari spesifikasi mesin yang digunakan, mesin *LPG Generator Set* mampu dioperasikan dengan dua jenis bahan bakar, yaitu: *LPG* dan Natural Gas. Pada penggunaan bahan bakar *LPG* pengaturan tekanan operasi bekisar 25 ~ 32 mbar. Sedangkan tekanan operasi untuk penggunaan Natural Gas bekisar 11,3 ~ 60 mbar. Tabel 4.1 dan **Gambar 4.1** merupakan data pengujian *LPG Engine Generator Set* berbahan bakar *LPG* (tekanan standard)

Tabel 4.1 data pengujian bahan bakar *LPG* Standard (30 mbar)

$\dot{V}_{LPG}$ (m/s)	$A_t$ (m <sup>2</sup> )	$\dot{m}_{LPG}$ (Kg/s)	$\dot{V}_{udara}$ (m/s)	$A_2$ (m <sup>2</sup> )	$\dot{m}_{udara}$ (Kg/s)	<i>AFR</i>	Ne (Watt)	BMEP (KPa)	Torsi (Nm)	SFC (Kg / HP. Jam)	$\eta_{thermal}$ (%)	$\eta_{volumetric}$ (%)
5.146906	0.000063585	0.000491	1.894816	0.002591	0.005719	11.65066	0	0	0	#DIV/0!	0	48.02408524
5.146906	0.000063585	0.000491	1.894816	0.002591	0.005719	11.65066	276.3158	27.61697	0.855463	4.771202	1.2508379	49.06673388
5.146906	0.000063585	0.000491	1.894816	0.002591	0.005719	11.65066	463.1579	47.38141	1.467687	7.846456	7.0966426	50.2220257
5.280614	0.000063585	0.000504	1.894816	0.002591	0.005719	11.35566	1032.105	105.9365	3.28149	1.310532	4.5538753	50.3893137
5.280614	0.000063585	0.000504	1.894816	0.002591	0.005719	11.35566	1345.243	133.4942	4.229399	1.005493	5.3355953	50.54070119
5.280614	0.000063585	0.000504	1.894816	0.002591	0.005719	11.35566	1648.421	169.7609	5.258513	0.820547	7.273196	50.55757621
5.280614	0.000063585	0.000504	1.894816	0.002591	0.005719	11.35566	1837.838	185.7907	6.064017	0.712888	9.3716065	50.65968248
5.280614	0.000063585	0.000504	1.339837	0.002591	0.004044	8.029664	2136.316	220.5216	6.830877	0.633149	9.4258948	35.8335573
5.146906	0.000063585	0.000491	1.339837	0.002591	0.004044	8.238269	2392.111	239.8192	7.444123	0.567219	10.521134	35.88341834
5.00963	0.000063585	0.000478	1.339837	0.002591	0.004044	8.464009	2442.105	252.594	7.824351	0.525447	11.357958	35.90545504

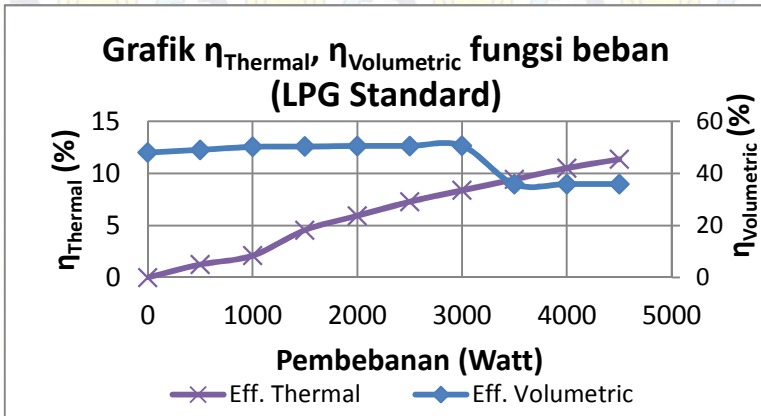


(a)



(b)





(c)

Gambar 4.1 Unjuk Kerja *LPG Engine Generator set* berbahan bakar *LPG Standard* (a) *Ne* dan *SFC*; (b) *MEP* dan *Torsi*; (c) *Eff. Thermal* dan *Eff. Volumetric*.

Pada tabel 4.1 terlihat penurunan *AFR* seiring dengan ditingkatkannya pembebanan yang diberikan. Nilai *AFR* terkecil yaitu: 8,029 pada pembebanan 3500 Watt, dan nilai *AFR* terbesar senilai 11,65. hal ini dikarenakan semakin ditambahkannya pembebanan. Maka, akan semakin kaya kandungan bahan bakar yang masuk ke dalam ruang bakar. Selanjutnya perubahan *mass flow* bahan bakar ini, akan mengurangi *mass flow* udara yang masuk menuju ruang bakar dalam satu kali proses hisap *engine* dengan kapasitas yang sama. Pada **Gambar 4.1** menunjukkan grafik unjuk kerja mesin. Pada **gambar 4.1 (a)** terlihat bahwa terjadi peningkatan Nilai *Ne* seiring dengan bertambahnya pembebanan yang dilakukan. hal ini dikarenakan semakin besar pembebanan yang dilakukan maka akan semakin banyak jumlah bahan bakar yang dibutuhkan mesin agar mampu mengatasi pembebanan tersebut. Parameter *Ne* dipengaruhi oleh besar kecilnya *voltage* dan arus yang dihasilkan oleh generator. Selanjutnya untuk

**gambar 4.1 (b)** terlihat bahwa nilai *SFC* semakin turun seiring dengan ditambahkannya pembebanan yang dilakukan. *SFC* merupakan perbandingan antara *mass flow* bahan bakar yang masuk dengan jumlah daya yang dihasilkan oleh *engine*. Semakin kecil nilai *SFC* mengindikasikan bahwa semakin irit *engine* tersebut dioperasikan, meskipun juga perlu diperiksa ulang nilai daya yang dihasilkan pada kondisi standard. Selanjutnya pada **gambar 4.1 (c)** merupakan grafik efisiensi *thermal* dan efisien *volumetric*. Pada grafik efisiensi *thermal*, terlihat bahwa efisiensi *thermal* akan semakin meningkat seiring dengan ditambahkannya pembebanan yang diberikan. Hal ini dikarenakan semakin besar pembebanan yang diberikan. Maka, semakin banyak konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan *engine*, pada kondisi yang sama daya yang dihasilkan oleh generator juga meningkat. Sehingga kenaikan konsumsi bahan bakar ini yang merupakan komponen pembagi akan tertutupi oleh kenaikan daya, akibatnya efisiensi *thermal* pun akan meningkat. Sedangkan pada grafik efisiensi *volumetric* terlihat bahwa *trendline* grafik menurun seiring bertambahnya pembebanan yang diberikan. hal ini dikarenakan semakin ditingkatkannya pembebanan yang diberikan, maka konsumsi bahan bakar akan meningkat, selanjutnya meningkatnya *mass flow* bahan bakar ini akan mengurangi jumlah *mass flow* udara saat langkah hisap terjadi. Sehingga, turunnya efisiensi ini sangat dipengaruhi oleh turunnya nilai *AFR*.

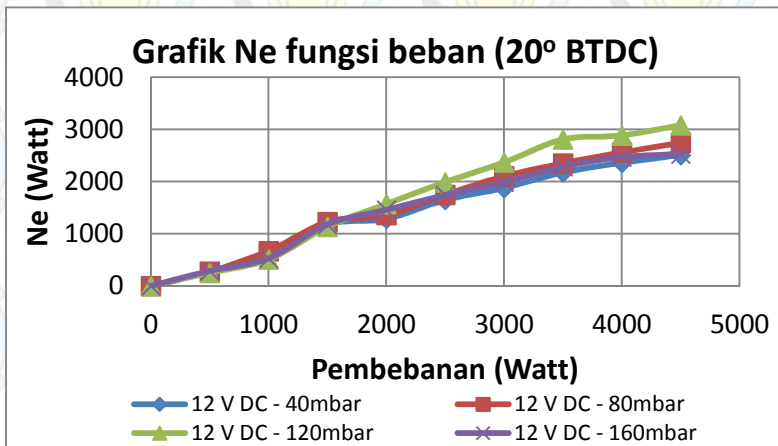
#### 4.3.2 Analisa Unjuk Kerja Mesin *LPG Generator set* Berbahan Bakar *CNG*

Seperti yang telah dijelaskan pada subbab sebelumnya, bahwa *LPG Engine Generator Set* mampu dioperasikan dengan bahan bakar Natural Gas. Sehingga pada penelitian ini dilakukan penggantian bahan bakar *CNG*, variasi sudut pengapian serta variasi *AFR*. Selanjutnya setelah dilakukan pengujian, maka diperoleh beberapa data unjuk kerja, diantaranya : daya efektif

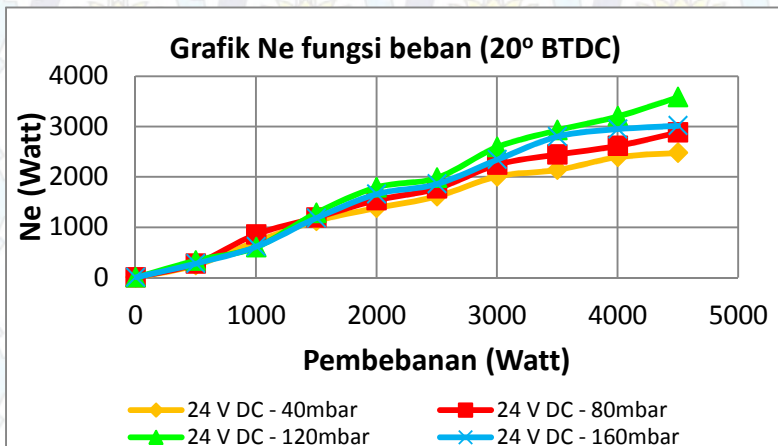


(Ne), *MEP*, Torsi, *SFC*, Efisiensi *Thermal* dan Efisiensi *Volumetric*.

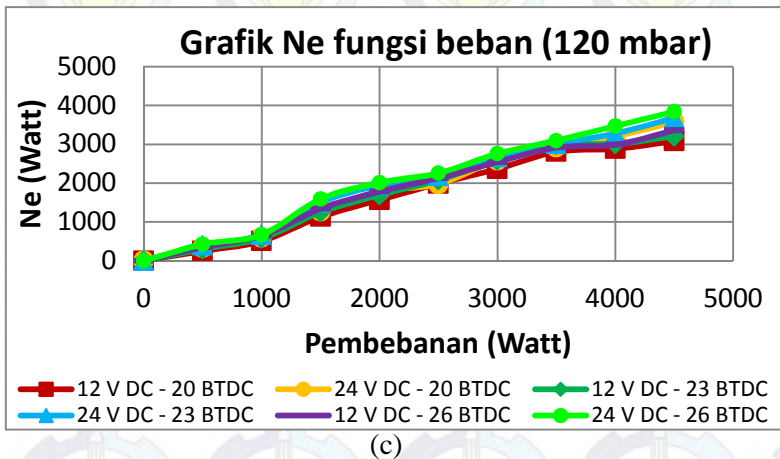
#### 4.3.2.1 Grafik Daya Efektif vs Beban



(a)



(b)



Gambar 4.2 (a) Grafik Pengaruh Ne terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^{\circ}$  BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;  
 (b) Grafik Pengaruh Ne terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^{\circ}$  BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;  
 (c) Grafik Pengaruh Ne terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^{\circ} \sim 26^{\circ}$  BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.

Secara umum pada **gambar 4.2** menunjukkan daya poros (Ne) mengalami kenaikan seiring dengan penambahan beban. Pada pengujian *engine* yang telah dilakukan menunjukkan bahwa pada setiap penambahan beban lampu menyebabkan tekanan bahan bakar pada sisi keluaran *pressure regulator* mengalami penurunan, padahal pada pengoperasiannya tekanan yang masuk ruang bakar dijaga konstan. Maka pada setiap penambahan beban lampu, selalu dilakukan penambahan bukaan *pressure regulator* untuk menjaga agar tekanan yang masuk ruang bakar tidak berubah. hal ini menunjukkan kebutuhan *supply* bahan bakar meningkat seiring



dengan ditambahnya beban lampu. Secara teoritis, dengan ditambahkannya jumlah energi bahan bakar melalui meningkatnya massa aliran bahan bakar, mengakibatkan energi pembakaran yang lebih besar pula. Maka, Hal ini menjadikan mesin lebih bertenaga saat dioperasikan untuk pembebanan yang sama. Selanjutnya saat dilakukan pengujian dalam jangka waktu lama, terjadi peningkatan temperatur mesin yang berakibat turunnya densitas bahan bakar-udara yang masuk pada ruang bakar. sehingga menjadikan turunnya jumlah massa aliran bakar – udara. sedangkan dilain sisi, dengan ditambahkannya pembebanan lampu yang diberikan memberikan dampak penurunan daya efektif yang dihasilkan.

**Gambar 4.2 (a)** merupakan grafik pengujian performansi mesin dengan sudut pengapian standard yaitu  $20^{\circ}$ BTDC, diberikannya tambahan *supply* udara *inlet* 12V DC serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa daya efektif terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai  $N_e = 3080$  Watt. Sedangkan daya efektif saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 120 mbar pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai  $N_e = 254,737$  Watt. Sedangkan **Gambar 4.2 (b)** merupakan grafik pengujian performansi mesin dengan sudut pengapian standard yaitu  $20^{\circ}$ BTDC, divariasikannya *supply* udara *inlet* 24V DC sebagai pengatur AFR serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa daya efektif terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai  $N_e = 3580$  Watt. Sedangkan daya efektif saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 40 mbar, pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai  $N_e = 243,15$  Watt. Kemudian pada **Gambar 4.2 (c)** merupakan grafik pengaruh dari variasi sudut pengapian  $20^{\circ} \sim 26^{\circ}$  BTDC, dengan divariasikannya *supply* udara *inlet* 12 ~ 24 V DC sebagai pengatur AFR pada tekanan masuk bahan bakar yang konstan yaitu 120 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa daya efektif terbesar yaitu pada variasi

sudut pengapian  $26^\circ$  BTDC dengan *voltage supply* udara 24 V DC pada pembebanan 4500 Watt. dengan nilai  $N_e = 3840$  Watt. Sedangkan daya efektif saat terbebani yang terkecil berada pada variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC dengan *voltage supply* udara 12 V DC pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai  $N_e = 254,7368$  Watt.

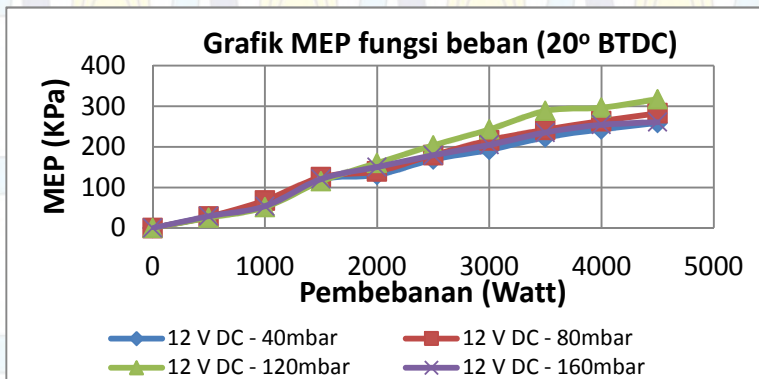
**Gambar 4.2 (a)** menunjukkan bahwa pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt terlihat *trendline* grafik  $N_e$  yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 160 mbar serta *voltage blower* 12 V yaitu sebesar 277,89 ~ 1227,36 Watt. hal ini dikarenakan nilai *AFR* saat pengujian yaitu 15,983 ~ 15,632 mendekati nilai *AFR stoichiometry* dari bahan bakar *CNG* sebesar 16,15. Sehingga terjadi proses pembakaran yang hampir sempurna dan menjadikan proses penyerapan energi bahan bakar yang baik, selanjutnya energi dari bahan bakar tersebut dirubah menjadi energi mekanik menggerakkan poros pada generator. dilain sisi, peningkatan temperatur dari kondisi operasi menjadikan penurunan nilai densitas yang berdampak pada turunnya nilai *mass flow* udara - bahan bakar, hal ini berakibat pada berubahnya Nilai *AFR* yang tidak sesuai dengan *stoichiometry* dan berdampak pada penurunan nilai  $N_e$ . selanjutnya pada pembebanan 2000 ~ 4500 Watt terlihat bahwa *trendline* grafik  $N_e$  yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 12 V yaitu sebesar 1569,474 ~ 3080 Watt. Hal ini disebabkan oleh, semakin besar pembebanan yang diberikan. Maka, semakin banyak pula konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan yang selanjutnya dirubahnya menjadi energi mekanik dan diharapkan mampu mengimbangi pembebanan yang diberikan. Namun kondisi *supply* udara yang tidak mampu mengimbangi konsumsi bahan bakar yang meningkat menjadikan nilai *AFR* yang dikonsumsi *engine* cenderung kaya yaitu sebesar 14,428 ~ 14,703 dengan kondisi *AFR Stoichiometry* 16,15. hal ini menjadikan kenaikan *flame speed* dan sesaat seolah teradvancenya



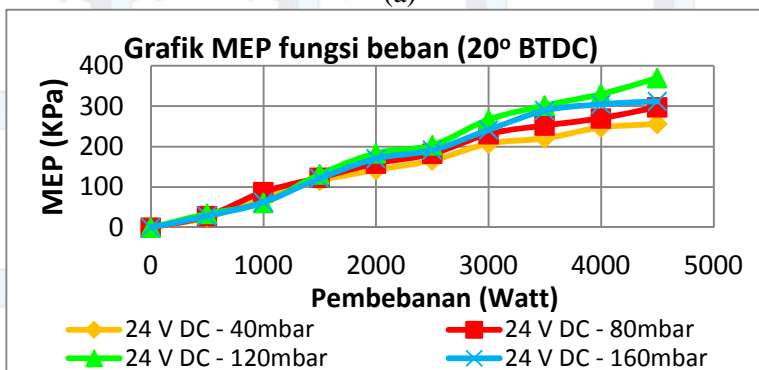
proses pembakaran sehingga pada kondisi ini terjadi kenaikan efisiensi *thermal*. Kenaikan efisiensi *thermal* ini mengakibatkan terjadinya kenaikannya efektif. selanjutnya **Gambar 4.2 (b)** menunjukkan pada pembebanan 500 ~ 4500 Watt terlihat *trendline* grafik Ne yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian 20° BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V yaitu sebesar 335,789 ~ 3580 Watt. Hal ini dikarenakan bahwa adanya variasi penambahan *supply* udara meningkatkan kepadatan udara yang masuk ke ruang bakar karena terjadi kepadatan densitas udara sehingga efisiensi *volumetric* dari ruang bakar juga akan meningkat. Disatu sisi kenaikan tekanan akibat dorongan udara masuk pada saluran intake ini memicu agar meningkatnya *supply* bahan bakar yang ada terutama pada mesin yang menggunakan sistem penyampuran karburator. Namun, peningkatan jumlah dari udara yang tidak diimbangi dengan jumlah bahan bakar ini khususnya untuk mesin dengan sistem karburator, menjadikan AFR mesin cenderung miskin akibatnya temperatur mesin juga cenderung terjadi kenaikan dibandingkan kondisi operasi mesin dengan variasi *supply* udara 12 V DC. **Gambar 4.2 (c)** menunjukkan grafik pengaruh daya efektif terhadap variasi sudut pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan variasi tekanan 120 mbar fungsi beban. Secara prinsip, dimajukannya sudut pengapian adalah agar memperoleh daya yang lebih tinggi. Karakteristik *flame speed* dari CNG yang lebih rendah dibandingkan LPG menjadikan perlu adanya pengesuaian sudut pengapian. Dengan dimajukannya sudut penggantian CNG diharapkan penggunaan bahan bakar CNG memiliki perambatan api yang baik sesaat sebelum piston menuju dari BDC menuju TDC. *Trendline* nilai Ne yang tertinggi pada **gambar 4.1 (c)** adalah pengujian dari variasi sudut pengapian 26° BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V DC pada pembebanan 500 ~ 4500 Watt yaitu dengan nilai Ne sebesar 428,421 ~ 3840 Watt. Pada dasarnya, *flame speed* dari pengoperasian *engine* selalu berubah bergantung terhadap perubahan AFR. Sedangkan dengan ditambahkannya *supply blower*

pada saluran inlet menjadikan konsumsi bahan bakar cenderung miskin. Selanjutnya semakin miskin bahan bakar. Maka nilai *flame speed* akan semakin kecil. Kemudian dengan dimajukannya sudut pengapian dari  $20^\circ$  menjadi  $26^\circ$  BTDC menjadikan perambatan api yang terjadi selama proses pembakaran menjadi tepat dalam satu siklus. Akibatnya proses konversi energi bahan bakar menjadi energi mekanik dapat terjadi dengan baik. Setelah itu daya yang dihasilkan pun menjadi lebih tinggi.

#### 4.3.2.2 Grafik MEP vs Beban

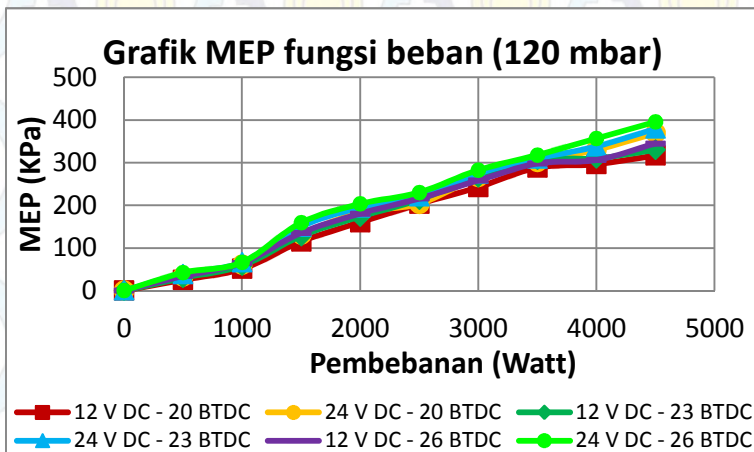


(a)



(b)





(c)

Gambar 4.3 (a) Grafik Pengaruh *MEP* terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^{\circ}$  BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 – 160 mbar fungsi Beban.  
 (b) Grafik Pengaruh *MEP* terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^{\circ}$  BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 – 160 mbar fungsi Beban  
 (c) Grafik Pengaruh *MEP* terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^{\circ} \sim 26^{\circ}$  BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban

Secara umum, pada **gambar 4.3** menunjukkan Tekanan efektif rata – rata (*MEP*) mengalami kenaikan seiring dengan penambahan beban. Pada pengujian *engine* yang telah dilakukan menunjukkan bahwa pada setiap penambahan beban lampu menyebabkan tekanan bahan bakar pada sisi keluaran *pressure regulator* mengalami penurunan, padahal pada pengoperasiannya tekanan yang masuk ruang bakar dijaga konstan. Maka pada setiap penambahan beban lampu, selalu dilakukan penambahan bukaan *pressure regulator* untuk menjaga agar tekanan yang masuk ruang

bakar tidak berubah. hal ini menunjukkan kebutuhan *supply* bahan bakar meningkat seiring dengan ditambahkan beban lampu. Secara teoritis, dengan ditambahkannya jumlah energi bahan bakar melalui meningkatnya massa aliran bahan bakar, mengakibatkan energi pembakaran yang lebih besar pula. Maka, Hal ini menjadikan mesin lebih bertenaga saat dioperasikan untuk pembebanan yang sama. Selanjutnya saat dilakukan pengujian dalam jangka waktu lama, terjadi peningkatan temperatur mesin yang berakibat turunnya densitas bahan bakar-udara yang masuk pada ruang bakar. sehingga menjadikan pula turunnya jumlah massa aliran bakar – udara. sedangkan dilain sisi, dengan ditambahkannya pembebanan lampu yang diberikan memberikan dampak penurunan daya efektif yang dihasilkan dan pada akhirnya juga berdampak pada penurunan *MEP*.

**Gambar 4.3 (a)** merupakan grafik pengujian performansi mesin dengan sudut pengapian standard yaitu  $20^{\circ}$ BTDC, diberikannya tambahan *supply* udara *inlet* 12V DC serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa tekanan efektif rata – rata terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai *MEP* = 316,873 KPa. Sedangkan tekanan efektif rata – rata saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 120 mbar pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai *MEP* = 25,3207 KPa. Sedangkan **Gambar 4.3 (b)** merupakan grafik pengujian performansi mesin dengan sudut pengapian standard yaitu  $20^{\circ}$ BTDC, divariasikannya *supply* udara *inlet* 24V DC sebagai pengatur *AFR* serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa tekanan efektif rata – rata terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai *MEP* = 369,423 KPa. Sedangkan tekanan efektif rata – rata saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 40 mbar, pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai *MEP* = 24,9414 KPa. Kemudian pada **Gambar 4.3 (c)** merupakan grafik pengaruh dari



variasi sudut pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ$  BTDC, dengan divariasikannya *supply* udara *inlet* 12 ~ 24 V DC sebagai pengatur *AFR* pada tekanan masuk bahan bakar yang konstan yaitu 120 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa tekanan efektif rata – rata terbesar yaitu pada variasi sudut pengapian  $26^\circ$  BTDC dengan *voltage supply* udara 24 V DC pada pembebanan 4500 Watt. dengan nilai *MEP* = 395,723 KPa. Sedangkan *MEP* saat terbebani yang terkecil berada pada variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC dengan *voltage supply* udara 12 V DC, pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai *MEP* = 25,3207 KPa.

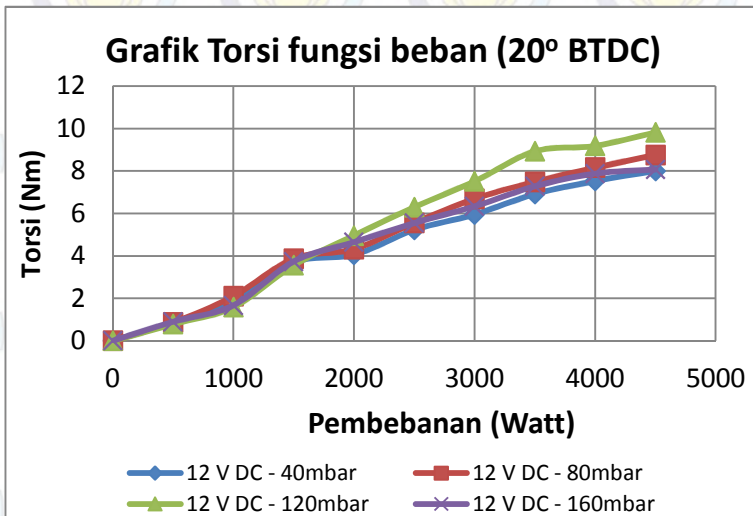
**Gambar 4.3 (a)** menunjukkan bahwa pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt terlihat *trendline* grafik *MEP* yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 80 mbar serta *voltage blower* 12 V DC yaitu sebesar 28,0016 ~ 124,857 KPa. hal ini dikarenakan nilai *AFR* saat pengujian yaitu 15,983 ~ 15,632 mendekati nilai *AFR stoichiometry* dari bahan bakar *CNG* sebesar 16,15. Sehingga terjadi proses pembakaran yang hampir sempurna dan menjadikan proses penyerapan energi bahan bakar yang baik, selanjutnya energi dari bahan bakar tersebut dirubah menjadi energi mekanik menggerakkan poros pada generator. dilain sisi, peningkatan temperatur dari kondisi operasi menjadikan penurunan nilai densitas yang berdampak pada turunnya nilai *mass flow* udara - bahan bakar, hal ini berakibat pada berubahnya Nilai *AFR* yang tidak sesuai dengan *stoichiometry* dan berdampak pada penurunan nilai *MEP*. selanjutnya pada pembebanan 2000 ~ 4500 Watt terlihat bahwa *trendline* grafik *MEP* yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 12 V yaitu sebesar 160,028 ~ 316,873 KPa. Hal ini disebabkan oleh, semakin besar pembebanan yang diberikan. Maka, semakin banyak pula konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan yang selanjutnya dirubahnya menjadi energi mekanik dan diharapkan mampu mengimbangi pembebanan yang diberikan. Namun kondisi *supply*

udara yang tidak mampu mengimbangi konsumsi bahan bakar yang meningkat menjadikan nilai *AFR* yang dikonsumsi *engine* cenderung kaya yaitu sebesar 14,428 ~ 14,703 dengan kondisi *AFR Stochiometry* 16.15. hal ini menjadikan kenaikan *flame speed* dan sesaat seolah dimajukannya sudut pengapian sehingga pada kondisi ini terjadi kenaikan efisiensi *thermal*. Kenaikan efisiensi *thermal* ini mengakibatkan terjadinya kenaikan *MEP*. selanjutnya **Gambar 4.3 (b)** menunjukkan pada pembebanan 500 ~ 4500 Watt terlihat *trendline* grafik *MEP* yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian 20°BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V yaitu sebesar 33,442 ~ 389,423 KPa. Hal ini dikarenakan bahwa adanya variasi penambahan *supply* udara meningkatkan kepadatan udara yang masuk ke ruang bakar karena terjadi kepadatan densitas udara sehingga efisiensi *volumetric* dari ruang bakar juga akan meningkat. Disatu sisi kenaikan tekanan akibat dorongan udara masuk pada saluran intake ini memicu agar meningkatnya *supply* bahan bakar yang ada terutama pada mesin yang menggunakan sistem penyampuran karburator. Namun, peningkatan jumlah dari udara yang tidak diimbangi dengan jumlah bahan bakar ini khususnya untuk mesin dengan sistem karburator, menjadikan *AFR* mesin cenderung miskin akibatnya temperatur mesin juga cenderung terjadi kenaikan dibandingkan kondisi operasi mesin dengan variasi *supply* udara 12 V DC. **Gambar 4.3 (c)** menunjukkan grafik pengaruh *MEP* terhadap variasi sudut pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan variasi tekanan 120 mbar fungsi beban. Secara prinsip, dimajukannya sudut pengapian adalah agar memperoleh daya yang lebih tinggi. Karakteristik *flame speed* dari *CNG* yang lebih rendah dibandingkan *LPG* menjadikan perlu adanya pengesuaian sudut pengapian. Dengan dimajukannya sudut penggantian *CNG* diharapkan penggunaan bahan bakar *CNG* memiliki perambatan api yang baik sesaat sebelum piston menuju dari BDC menuju TDC. *Trendline* nilai *MEP* yang tertinggi pada **gambar 4.3 (c)** adalah pengujian dari variasi sudut pengapian 26°BTDC, dengan

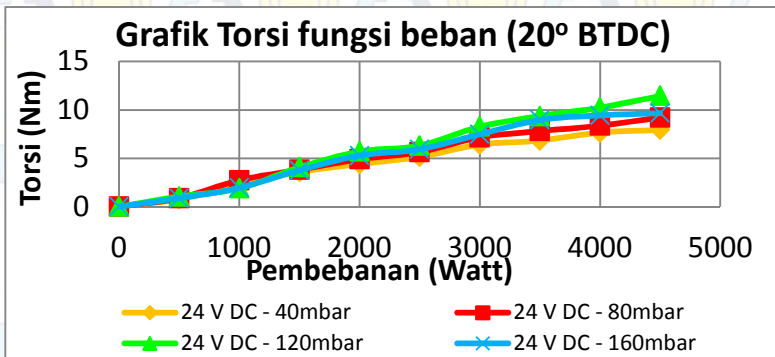


variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V DC pada pembebanan 500 ~ 4500 Watt yaitu dengan nilai *MEP* sebesar 42,0965 ~ 395,723 KPa. Pada dasarnya, *flame speed* dari pengoperasian *engine* selalu berubah bergantung terhadap perubahan *AFR*. Sedangkan dengan ditambahkannya *supply blower* pada saluran inlet menjadikan konsumsi bahan bakar cenderung miskin. Selanjutnya semakin miskin bahan bakar. Maka nilai *flame speed* akan semakin kecil. Kemudian dengan dimasukkannya sudut pengapian dari 20° menjadi 26° BTDC menjadikan perambatan api yang terjadi selama proses pembakaran menjadi tepat dalam satu siklus. Akibatnya proses konversi energi bahan bakar menjadi energi mekanik dapat terjadi dengan baik. Setelah itu daya yang dihasilkan pun menjadi lebih tinggi.

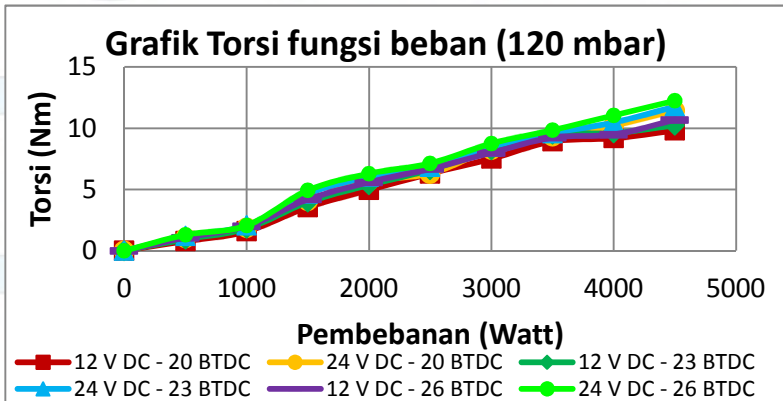
#### 4.3.2.3 Grafik Torsi vs Beban



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.4 (a) Grafik Pengaruh Torsi terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° BTDC, 12 V DC Blower dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;  
 (b) Grafik Pengaruh Torsi terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° BTDC, 24 V DC Blower dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;  
 (c) Grafik Pengaruh Torsi terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC Blower dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.



Secara umum pada **gambar 4.4** menunjukkan Torsi mengalami kenaikan seiring dengan penambahan beban. Pada pengujian *engine* yang telah dilakukan menunjukkan bahwa pada setiap penambahan beban lampu menyebabkan tekanan bahan bakar pada sisi keluaran *pressure regulator* mengalami penurunan, padahal pada pengoperasiannya tekanan yang masuk ruang bakar dijaga konstan. Maka pada setiap penambahan beban lampu, selalu dilakukan penambahan bukaan *pressure regulator* untuk menjaga agar tekanan yang masuk ruang bakar tidak berubah. hal ini menunjukkan kebutuhan *supply* bahan bakar meningkat seiring dengan ditambahnya beban lampu. Secara teoritis, dengan ditambahkannya jumlah energi bahan bakar melalui meningkatnya massa aliran bahan bakar, mengakibatkan energi pembakaran yang lebih besar pula. Maka, Hal ini menjadikan mesin lebih bertenaga saat dioperasikan untuk pembebanan yang sama. Selanjutnya saat dilakukan pengujian dalam jangka waktu lama, terjadi peningkatan temperatur mesin yang berakibat turunnya densitas bahan bakar-udara yang masuk pada ruang bakar. sehingga menjadikan turunnya jumlah massa aliran bakar – udara. sedangkan dilain sisi, dengan ditambahkannya pembebanan lampu yang diberikan memberikan dampak penurunan daya efektif yang dihasilkan dan akhirnya juga berpengaruh pada turunnya torsi.

**Gambar 4.4 (a)** merupakan grafik pengujian performansi mesin dengan sudut pengapian standard yaitu  $20^{\circ}$ BTDC, diberikannya tambahan *supply* udara *inlet* 12V DC serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa torsi terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai torsi = 9,8155 Nm. Sedangkan torsi saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 120 mbar pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai torsi = 0,7843 Nm. Sedangkan **Gambar 4.4 (b)** merupakan grafik pengujian performansi mesin dengan sudut pengapian standard yaitu  $20^{\circ}$ BTDC, divariasikannya *supply* udara *inlet* 24V DC sebagai pengatur AFR serta

divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa torsi terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai torsi = 11,443 Nm. Sedangkan torsi saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 40 mbar, pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai torsi = 0,7726 Nm. Kemudian pada **Gambar 4.4 (c)** merupakan grafik pengaruh dari variasi sudut pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ$  BTDC, dengan divariasikannya *supply* udara *inlet* 12 ~ 24 V DC sebagai pengatur AFR pada tekanan masuk bahan bakar yang konstan yaitu 120 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa torsi terbesar yaitu pada variasi sudut pengapian  $26^\circ$  BTDC dengan *voltage supply* udara 24 V DC pada pembebanan 4500 Watt. dengan nilai torsi = 12,258 Nm. Sedangkan torsi saat terbebani yang terkecil berada pada variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC dengan *voltage supply* udara 12 V DC, pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai torsi = 0,8657 Nm

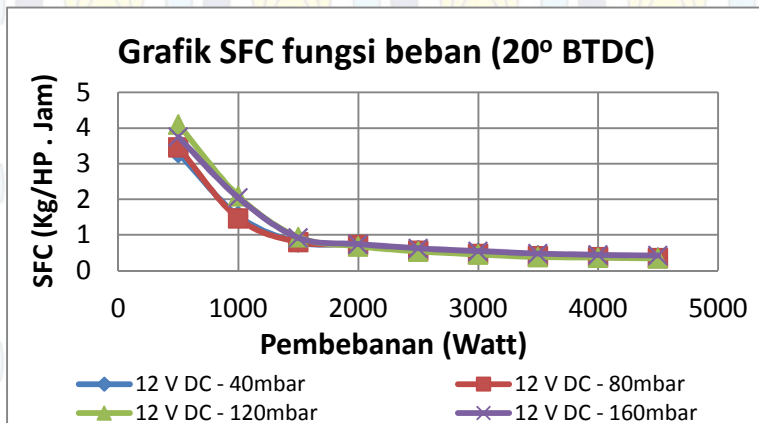
**Gambar 4.4 (a)** menunjukkan bahwa pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt terlihat *trendline* grafik torsi yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 80 mbar serta *voltage blower* 12 V DC yaitu sebesar 0,8674 ~ 3,8676 Nm. Hal ini dikarenakan nilai AFR saat pengujian yaitu 15,983 ~ 15,632 mendekati nilai AFR *stochiometry* dari bahan bakar CNG sebesar 16,15. Sehingga terjadi proses pembakaran yang hampir sempurna dan menjadikan proses penyerapan energi bahan bakar yang baik, selanjutnya energi dari bahan bakar tersebut dirubah menjadi energi mekanik menggerakkan poros pada generator. dilain sisi, peningkatan temperatur dari kondisi operasi menjadikan penurunan nilai densitas yang berdampak pada turunnya nilai *mass flow* udara - bahan bakar, hal ini berakibat pada berubahnya Nilai AFR yang tidak sesuai dengan *stochiometry* dan berdampak pada penurunan nilai torsi. selanjutnya pada pembebanan 2000 ~ 4500 Watt terlihat bahwa *trendline* grafik torsi yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan



*supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 12 V yaitu sebesar 4,957 ~ 9,8155 Nm. Hal ini disebabkan oleh, semakin besar pembebanan yang diberikan. Maka, semakin banyak pula konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan yang selanjutnya dirubahnya menjadi energi mekanik dan diharapkan mampu mengimbangi pembebanan yang diberikan. Namun kondisi *supply* udara yang tidak mampu mengimbangi konsumsi bahan bakar yang meningkat, menjadikan nilai *AFR* yang dikonsumsi *engine* cenderung kaya yaitu sebesar 14,428 ~ 14,703 dengan kondisi *AFR Stochiometry* 16.15. hal ini menjadikan kenaikan *flame speed* dan sesaat seolah dimajukannya sudut pengapian sehingga pada kondisi ini terjadi kenaikan efisiensi *thermal*. Kenaikan efisiensi *thermal* ini mengakibatkan terjadinya kenaikan torsi. selanjutnya **Gambar 4.4 (b)** menunjukkan pada pembebanan 500 ~ 4500 Watt terlihat *trendline* grafik torsi yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian 20° BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V yaitu sebesar 1,0359 ~ 11,443 Nm. Hal ini dikarenakan bahwa adanya variasi penambahan *supply* udara meningkatkan kepadatan udara yang masuk ke ruang bakar karena terjadi kepadatan densitas udara sehingga efisiensi *volumetric* dari ruang bakar juga akan meningkat. Disatu sisi kenaikan tekanan akibat dorongan udara masuk pada saluran intake ini memicu agar meningkatnya *supply* bahan bakar yang ada terutama pada mesin yang menggunakan sistem penyampuran karburator. Namun, peningkatan jumlah dari udara yang tidak diimbangi dengan jumlah bahan bakar ini khususnya untuk mesin dengan sistem karburator, menjadikan *AFR* mesin cenderung miskin akibatnya temperatur mesin juga cenderung terjadi kenaikan dibandingkan kondisi operasi mesin dengan variasi *supply* udara 12 V DC. **Gambar 4.4 (c)** menunjukkan grafik pengaruh torsi terhadap variasi sudut pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan variasi tekanan 120 mbar fungsi beban. Secara prinsip, dimajukannya sudut pengapian adalah agar memperoleh daya yang lebih tinggi. Karakteristik *flame speed* dari *CNG* yang lebih rendah dibandingkan *LPG* menjadikan perlu adanya pengesuaian sudut

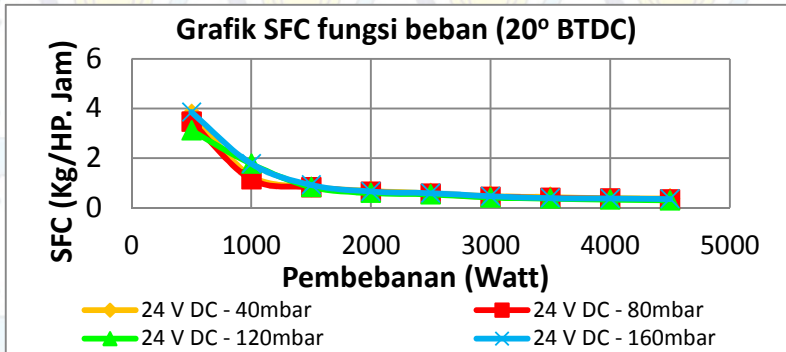
pengapian. Dengan dimajukannya sudut penggantian *CNG* diharapkan penggunaan bahan bakar *CNG* memiliki perambatan api yang baik sesaat sebelum piston menuju dari BDC menuju TDC. *Trendline* nilai torsi yang tertinggi pada **gambar 4.4 (c)** adalah pengujian dari variasi sudut pengapian  $26^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V DC pada pembebanan 500 ~ 4500 Watt yaitu dengan nilai torsi sebesar 1,304 ~ 12,258 Nm. Pada dasarnya, *flame speed* dari pengoperasian *engine* selalu berubah bergantung terhadap perubahan *AFR*. Sedangkan dengan ditambahkannya *supply blower* pada saluran inlet menjadikan konsumsi bahan bakar cenderung miskin. Selanjutnya semakin miskin bahan bakar. Maka nilai *flame speed* akan semakin kecil. Kemudian dengan dimajukannya sudut pengapian dari  $20^\circ$  menjadi  $26^\circ$  BTDC menjadikan perambatan api yang terjadi selama proses pembakaran menjadi tepat dalam satu siklus. Akibatnya proses konversi energi bahan bakar menjadi energi mekanik dapat terjadi dengan baik. Setelah itu daya yang dihasilkan pun menjadi lebih tinggi.

#### 4.3.2.4 Grafik *SFC* vs Beban

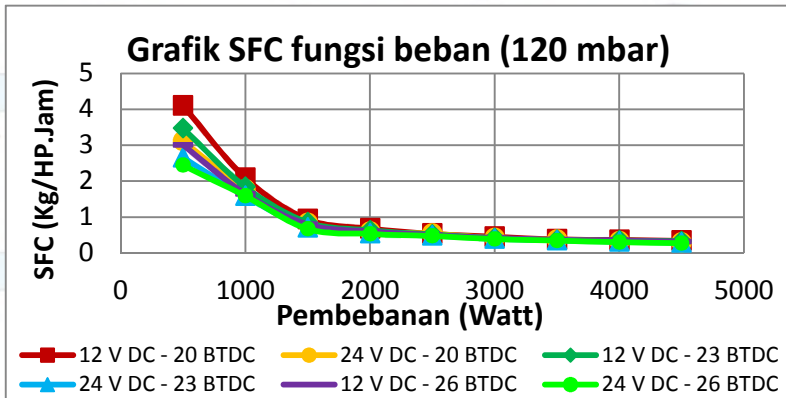


(a)





(b)



(c)

Gambar 4.5 (a) Grafik Pengaruh *SFC* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;

(b) Grafik Pengaruh *SFC* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;

(c) Grafik Pengaruh *SFC* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.

*Specific Fuel Consumption (SFC)* didefinisikan sebagai laju aliran bahan bakar untuk memperoleh daya efektif. Besar kecilnya *SFC* bergantung pada sempurna atau tidaknya campuran udara dan bahan bakar yang terbakar didalam ruang bakar. Pada dasarnya **gambar 4.5** menunjukkan konsumsi bahan bakar spesifik (*SFC*) mengalami penurunan seiring dengan penambahan beban yang diberikan. hal ini karena semakin besar beban maka *engine* akan semakin banyak memerlukan konsumsi bahan bakar pada putaran motor yang konstan. Namun pada saat mesin dioperasikan tanpa pembebanan, *clamp ampere* tidak mampu mendeteksi arus listrik yang dihasilkan oleh generator. Akibatnya daya efektif bernilai nol dan *SFC* untuk pengoperasian mesin tanpa pembebanan bernilai tak terhingga. Semakin kecil nilai *SFC* suatu *engine* menyatakan semakin irit *engine* tersebut dalam menghasilkan daya. Meskipun juga perlu dipertimbangkan seberapa besar daya efektif yang dihasilkan oleh *engine*.

Pada **gambar 4.5 (a)** nilai *SFC* yang terkecil didominasi oleh pengoperasian *engine* dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, variasi *voltage blower* 12V DC pada tekanan 40 mbar dan 80 mbar. Pada saat pembebanan 500 watt, *SFC* terkecil yaitu 3,29 Kg/HP.jam yang berada pada variasi sudut pengapian 20°BTDC, variasi *voltage blower* 12V DC pada tekanan 40 mbar. Sedangkan pada pembebanan 4500 watt, nilai *SFC* terkecil yaitu 0,3303 Kg/HP.Jam yang berada pada variasi sudut pengapian 20°BTDC, variasi *voltage blower* 12V DC pada tekanan 80 mbar. Selanjutnya pada **gambar 4.5 (b)** menunjukkan bahwa pada pembebanan 500 Watt, nilai *SFC* yang terkecil yaitu 3.4598 Kg/HP.Jam yang terdapat pada variasi sudut pengapian 20°BTDC, variasi *voltage blower* 24 V DC pada tekanan bahan bakar 80 mbar. Sedangkan pada pembebanan 4500 Watt, nilai *SFC* yang terkecil yaitu 3.4598 Kg/HP.Jam. Kemudian untuk **gambar 4.5 (c)** mengilustrasikan bahwa terjadi penurunan *SFC* setiap kali sudut pengapian dimajukan mulai dari 20°BTDC hingga 26°BTDC. Sehingga terlihat bahwa nilai *SFC* terkecil adalah 3.345



Kg/HP.Jam yaitu saat pembebanan 500 watt pada mengujian mesin dengan variasi sudut pengapian  $26^{\circ}$ BTDC, variasi *voltage blower* 24 V DC dan 12 V DC serta tekanan bahan bakar 120 mbar. Sedangkan pada saat pembebanan 2500 watt, nilai *SFC* terkecil adalah 0,4948 Kg/HP.Jam, yaitu pada pengujian variasi sudut pengapian  $26^{\circ}$ BTDC, variasi *voltage blower* 12 V DC serta tekanan bahan bakar 120 mbar. Selanjutnya untuk pengujian dengan pembebanan 4500 watt, nilai *SFC* terkecil senilai 0,333 Kg/HP.Jam yaitu pada pengujian variasi sudut pengapian  $26^{\circ}$ BTDC, variasi *voltage blower* 12 V DC serta tekanan bahan bakar 120 mbar.

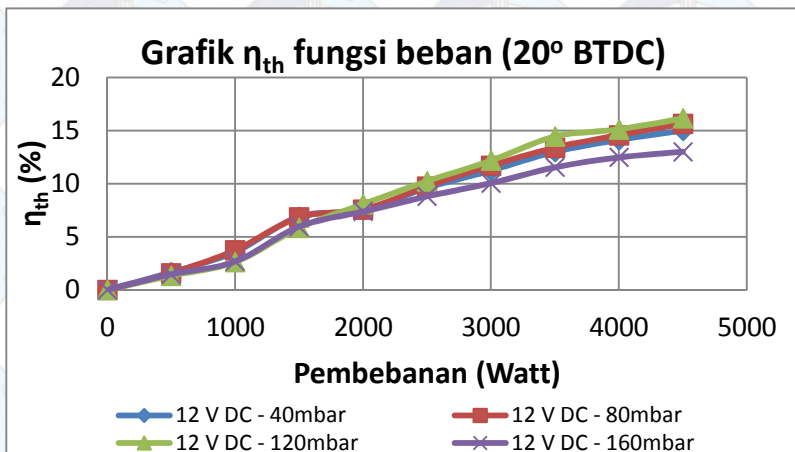
**Gambar 4.5 (a)** menunjukkan bahwa pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt terlihat *trendline* grafik *SFC* yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 12 V DC yaitu sebesar 4,10313 ~ 0,938658 Kg/HP.Jam. Sedangkan pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt yang memiliki *SFC* terkecil merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, tekanan *supply* bahan bakar 40 mbar serta *voltage blower* 12 V DC. Hal ini dikarenakan semakin tinggi tekanan variasi, maka pada takaran tertentu juga terjadi kenaikan *mass flow* bahan bakar yang memasuki ruang bakar. Namun saat dioperasikan dengan variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, tekanan *supply* bahan bakar 160 mbar serta *voltage blower* 12 V DC. terjadi kenaikan temperatur ruang bakar hal ini menjadikan penurunan densitas bahan bakar yang masuk. Akibatnya, terjadi penurunan *mass flow* bahan bakar yang menyebabkan penurunan *SFC*. Selanjutnya pada pembebanan 2000 ~ 4500 Watt. Terlihat *trendline* yang saling berhimpit pada ke empat variasi. Namun, nilai terkecil didominasi oleh variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 12 V DC yaitu sebesar 0,67865 ~ 0,3393568 Kg/HP.Jam. hal ini dikarenakan penambahan *mass flow* bahan bakar yang bertambah karena penambahan tekanan menjadikan daya efektif yang dihasilkan lebih besar dibandingkan variasi yang lain. Sedangkan temperatur operasi berada pada kondisi optimal

sehingga terjadi *continuitas* aliran yang baik. **Gambar 4.5 (b)** menunjukkan bahwa pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt terlihat *trendline* grafik *SFC* yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V DC yaitu sebesar 3,85475 ~ 0,919216 Kg/HP.Jam. Sedangkan pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt yang memiliki *SFC* terkecil merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, *voltage blower* 24 V DC, serta tekanan *supply* bahan bakar 40 mbar dan 120 mbar yaitu 3,1127 ~ 0,830766 Kg/HP.Jam. Hal ini dikarenakan semakin tinggi tekanan variasi, maka pada takaran tertentu juga terjadi kenaikan *mass flow* bahan bakar yang memasuki ruang bakar. Namun saat dioperasikan dengan variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, tekanan *supply* bahan bakar 160 mbar serta *voltage blower* 24 V DC. terjadi kenaikan temperatur ruang bakar hal ini menjadikan penurunan densitas bahan bakar yang masuk. Akibatnya, terjadi penurunan *mass flow* bahan bakar yang menyebabkan penurunan *SFC*. Selanjutnya pada pembebanan 2000 ~ 4500 Watt. Terlihat *trendline* yang saling berhimpit pada ke empat variasi. Namun, nilai terkecil didominasi oleh variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V DC yaitu sebesar 0,594869 ~ 0,29196 Kg/HP.Jam. hal ini dikarenakan penambahan *mass flow* bahan bakar yang bertambah karena penambahan tekanan menjadikan daya efektif yang dihasilkan lebih besar dibandingkan variasi yang lain. Sedangkan temperatur operasi berada pada kondisi optimal sehingga terjadi *continuitas* aliran yang baik. **Gambar 4.5 (c)** menunjukkan grafik pengaruh *SFC* terhadap variasi sudut pengapian  $20^{\circ} \sim 26^{\circ}$  BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan variasi tekanan 120 mbar fungsi beban. Secara prinsip, dimajukannya sudut pengapian adalah agar memperoleh daya yang lebih tinggi. Karakteristik *flame speed* dari *CNG* yang lebih rendah dibandingkan *LPG* menjadikan perlu adanya pengesuaian sudut pengapian. Dengan dimajukannya sudut penggantian *CNG* diharapkan penggunaan bahan bakar *CNG* memiliki perambatan api yang baik sesaat sebelum piston menuju dari BDC menuju

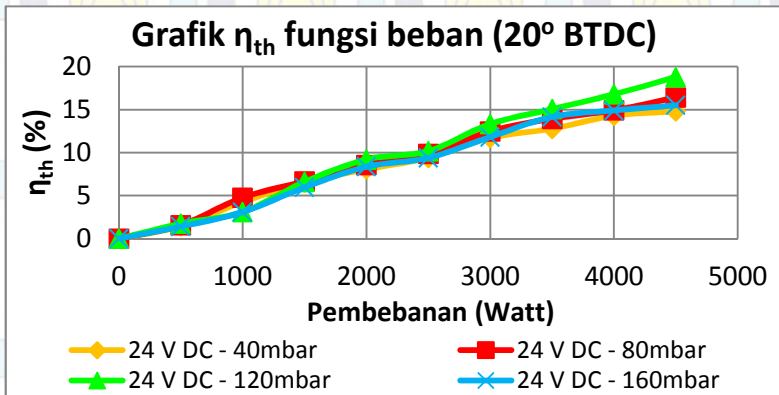


TDC. *Trendline* nilai *SFC* yang terendah pada **gambar 4.5 (c)** adalah pengujian dari variasi sudut pengapian  $26^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V DC pada pembebanan 500 ~ 4500 Watt yaitu dengan nilai *SFC* sebesar 2,440925 ~ 0,272329 Kg/HP.Jam. Pada dasarnya, *flame speed* dari pengoperasian *engine* selalu berubah bergantung terhadap perubahan *AFR*. Sedangkan dengan ditambahkannya *supply blower* pada saluran inlet menjadikan konsumsi bahan bakar cenderung miskin. Selanjutnya semakin miskin bahan bakar. Maka nilai *flame speed* akan semakin kecil. Kemudian dengan dimajukannya sudut pengapian dari  $20^\circ$  menjadi  $26^\circ$  BTDC menjadikan perambatan api yang terjadi selama proses pembakaran menjadi tepat dalam satu siklus. Akibatnya proses konversi energi bahan bakar menjadi energi mekanik dapat terjadi dengan baik. Setelah itu daya yang dihasilkan pun menjadi lebih tinggi. Sehingga nilai *SFC* semakin kecil.

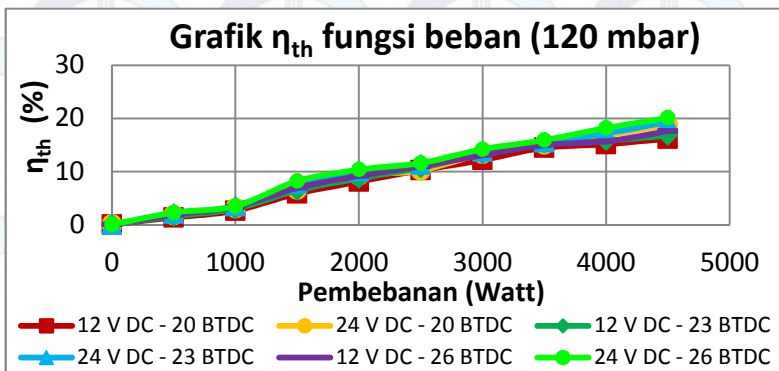
#### 4.3.2.5 Grafik Efisiensi *Thermal* vs Beban



(a)



(b)



(c)

- Gambar 4.6 (a) Grafik Pengaruh  $\eta_{th}$  terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° BTDC, 12 V DC Blower dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;
- (b) Grafik Pengaruh  $\eta_{th}$  terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° BTDC, 24 V DC Blower dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;
- (c) Grafik Pengaruh  $\eta_{th}$  terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC Blower dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.



Efisiensi *thermal* ( $\eta_{th}$ ) adalah ukuran besarnya pemanfaatan energi panas yang tersimpan dalam bahan bakar untuk diubah menjadi daya efektif oleh motor pembakaran dalam. Secara umum, pada **gambar 4.6** menunjukkan efisiensi *thermal* mengalami kenaikan seiring dengan penambahan beban. Salah satu faktor yang mempengaruhi efisiensi *thermal* adalah *mass flow* bahan bakar yang dikonsumsi oleh mesin. pada pengoperasiannya tekanan yang masuk ruang bakar sudah dijaga konstan. Namun meski tekanan yang digunakan konstan tetapi tetap terlihat penambahan *mass flow* bahan bakar. Hal ini ditandai dengan penurunan semakin cepat berkurangnya tekanan pada *pressure regulator*. Maka pada setiap penambahan beban lampu, selalu dilakukan penambahan bukaan *pressure regulator* untuk menjaga agar tekanan yang masuk ruang bakar tetap konstan. Secara teoritis, dengan ditambahkannya jumlah energi bahan bakar melalui meningkatnya massa aliran bahan bakar, mengakibatkan energi pembakaran yang lebih besar pula. Maka, Hal ini menjadikan mesin lebih bertenaga saat dioperasikan untuk pembebanan yang sama. Selanjutnya saat dilakukan pengujian dalam jangka waktu lama, terjadi peningkatan temperatur mesin yang berakibat turunnya densitas bahan bakar-udara yang masuk pada ruang bakar. sehingga menjadikan turunnya jumlah massa aliran bakar – udara. sedangkan dilain sisi, dengan ditambahkannya pembebanan lampu yang diberikan memberikan dampak penurunan daya efektif yang dihasilkan.

**Gambar 4.6 (a)** merupakan grafik pengujian performansi mesin dengan sudut pengapian standard yaitu 20°BTDC, diberikannya tambahan *supply* udara *inlet* 12 V DC serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik tersebut menunjukkan bahwa efisiensi *thermal* terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai  $\eta_{th} = 16,1506 \%$ . Sedangkan efisiensi *thermal* saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 120 mbar pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai  $\eta_{th} = 1,335764 \%$ . Sedangkan **Gambar 4.6 (b)** merupakan grafik efisiensi *thermal*

dengan sudut pengapian standard yaitu  $20^\circ\text{BTDC}$ , divariasikannya *supply* udara *inlet* 24 V DC sebagai pengatur *AFR* serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa efisiensi *thermal* terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai  $\eta_{th} = 18,77245 \%$ . Sedangkan efisiensi *thermal* saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 160 mbar, pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai  $\eta_{th} = 1,4218 \%$ . Kemudian pada **Gambar 4.6 (c)** merupakan grafik pengaruh dari variasi sudut pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ \text{BTDC}$ , dengan divariasikannya *supply* udara *inlet* 12 ~ 24 V DC sebagai pengatur *AFR* pada tekanan masuk bahan bakar yang konstan yaitu 120 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa efisiensi *thermal* terbesar yaitu pada variasi sudut pengapian  $26^\circ \text{BTDC}$  dengan *voltage supply* udara 24 V DC pada pembebanan 4500 Watt. dengan nilai  $\eta_{th} = 20,12571 \%$ . Sedangkan efisiensi *thermal* saat terbebani yang terkecil berada pada variasi sudut pengapian  $20^\circ\text{BTDC}$  dengan *voltage supply* udara 12 V DC pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai  $\eta_{th} = 1,335764 \%$ .

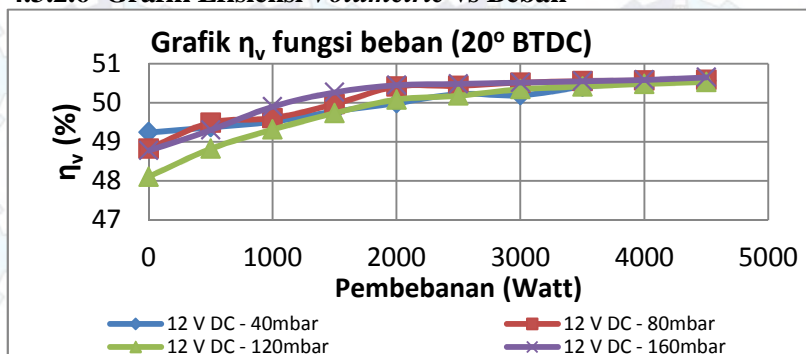
**Gambar 4.6 (a)** menunjukkan bahwa pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt terlihat *trendline* grafik  $\eta_{th}$  yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ\text{BTDC}$ , dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 mbar serta *voltage blower* 12 V yaitu sebesar 1,6614% ~ 6,878747%. Pada kondisi ini, terjadi proses pembakaran yang hampir sempurna dan menjadikan proses penyerapan energi bahan bakar yang baik, selanjutnya energi dari bahan bakar tersebut dirubah menjadi energi mekanik menggerakkan poros pada generator. dilain sisi, peningkatan temperatur dari kondisi operasi menjadikan penurunan nilai densitas yang berdampak pada turunnya nilai *mass flow* udara - bahan bakar, hal ini berakibat pada berubahnya Nilai *AFR* yang tidak sesuai dengan *stoichiometry* dan berdampak pada penurunan nilai daya yang dihasilkan sehingga berdampak pada penurunan efisiensi *thermal*. selanjutnya pada pembebanan 2000 ~ 4500 Watt



terlihat bahwa *trendline* grafik  $\eta_{th}$  yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 12 V yaitu sebesar 8,076 ~ 16,1506 %. Kondisi ini disebabkan oleh, semakin besar pembebanan yang diberikan. Maka, semakin banyak pula konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan yang selanjutnya dirubahnya menjadi energi mekanik. kenaikan *mass flow* bahan bakar akan mengakibatkan *engine* lebih bertenaga, meskipun juga memungkinkan *engine* beroperasi secara boros. namun kenaikan *mass flow* bahan bakar tidak sebanding dengan kenaikan daya yang dihasilkan, sehingga efisiensi *thermal* pun meningkat. selanjutnya **Gambar 4.6 (b)** menunjukkan pada pembebanan 500 ~ 1500 Watt terlihat *trendline* grafik  $\eta_{th}$  yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 80 mbar serta *voltage blower* 24 V yaitu sebesar 1,58414 ~ 6,655 %. Hal ini dikarenakan bahwa adanya variasi penambahan *supply* udara meningkatkan kepadatan udara yang masuk ke ruang bakar karena terjadi kepadatan densitas udara diruang bakar. hal ini menjadikan terganggunya *mass flow* bahan bakar yang akan memasuki ruang bakar serta pencampuran yang tidak uniform pada karburator menjadikan terjadinya penurunan daya saat tekanan bahan bakar dinaikkan. Selanjutnya pada pembebanan 2000 ~ 4500 Watt terlihat bahwa *trendline* grafik  $\eta_{th}$  yang terbesar merupakan pengujian dari variasi sudut pengapian  $20^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V yaitu sebesar 9,2134 ~ 18,7724 %. Pada saat pembebanan ditambah, maka terjadi peningkatan konsumsi bahan bakar. sehingga mesin pun lebih bertenaga dan cenderung boros saat dioperasikan. Disatu sisi penambahan *supply* udara inlet membantu proses pembakaran yang terjadi dan mengurangi sisa bahan yang tidak ikut terbakar. Sehingga terjadi peningkatan efisiensi *thermal*. Meskipun pada kondisi aktual *AFR* yang terbentuk cenderung miskin. **Gambar 4.6 (c)** menunjukkan grafik pengaruh efisiensi *thermal* terhadap variasi sudut pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ$  BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan variasi tekanan 120 mbar

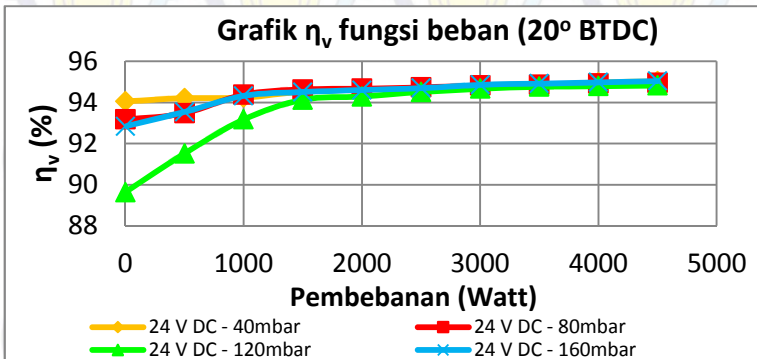
fungsi beban. Secara prinsip, dimajukannya sudut pengapian adalah agar memperoleh daya yang lebih tinggi. Karakteristik *flame speed* dari CNG yang lebih rendah dibandingkan LPG menjadikan perlu adanya pengesuaian sudut pengapian. Dengan dimajukannya sudut penggantian CNG diharapkan penggunaan bahan bakar CNG memiliki perambatan api yang baik sesaat sebelum piston menuju dari BDC menuju TDC. *Trendline* nilai  $\eta_{th}$  yang tertinggi pada **gambar 4.6 (c)** adalah pengujian dari variasi sudut pengapian  $26^\circ$  BTDC, dengan variasi tekanan *supply* bahan bakar 120 mbar serta *voltage blower* 24 V DC pada pembebanan 500 ~ 4500 Watt yaitu dengan nilai  $\eta_{th}$  sebesar 2,24538 ~ 20,12571 %. Pada dasarnya, *flame speed* dari pengoperasian *engine* selalu berubah bergantung terhadap perubahan AFR. Sedangkan dengan ditambahkannya *supply blower* pada saluran inlet menjadikan konsumsi bahan bakar cenderung miskin. Selanjutnya semakin miskin bahan bakar. Maka nilai *flame speed* akan semakin kecil. Kemudian dengan dimajukannya sudut pengapian dari  $20^\circ$  menjadi  $26^\circ$  BTDC menjadikan perambatan api yang terjadi selama proses pembakaran menjadi tepat dalam satu siklus. Akibatnya proses konversi energi bahan bakar menjadi energi mekanik dapat terjadi dengan baik. Setelah itu daya yang dihasilkan pun menjadi lebih tinggi.

#### 4.3.2.6 Grafik Efisiensi Volumetric vs Beban

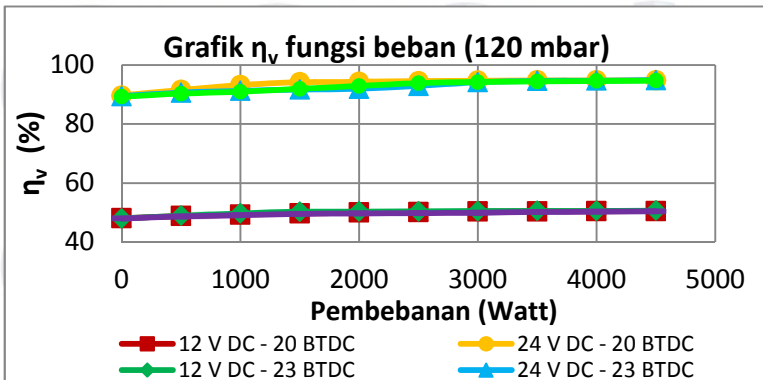


(a)





(b)



(c)

Gambar 4.7 (a) Grafik Pengaruh  $\eta_v$  terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;

(b) Grafik Pengaruh  $\eta_v$  terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;

(c) Grafik Pengaruh  $\eta_v$  terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.

Efisiensi *volumetric* ( $\eta_v$ ) adalah rasio dari besarnya *mass flow* udara yang terkompresi dalam satu siklus terhadap kemampuan piston menghisap *mass flow* udara tersebut menuju ruang bakar. Secara umum, pada **gambar 4.7** menunjukkan efisiensi *volumetric*. mengalami kenaikan seiring dengan penambahan beban. Salah satu faktor yang mempengaruhi efisiensi *volumetric* adalah *mass flow* udara dan putaran *engine*. pada pengoperasiannya *mass flow* udara yang masuk ruang bakar tergantung pada DC *voltage* yang diberikan pada *blower*. Namun, meskipun *voltage blower* sudah dijaga konstan, putaran *engine* yang berubah mengakibatkan fluktuasi aliran menuju karburator. Secara teoritis, dengan ditambahkannya jumlah *mass flow* udara, maka kevakuman dileher karburator akan semakin tinggi. Sehingga bahan bakar pun akan semakin banyak yang terikut oleh aliran udara. melalui meningkatnya campuran massa aliran udara - bahan bakar, mengakibatkan energi pembakaran yang lebih besar pula. Maka, Hal ini menjadikan mesin menghasilkan daya efektif yang lebih besar saat dioperasikan untuk pembebanan yang sama. Selanjutnya saat pembebanan ditambahkan maka terjadi penurunan putaran *engine*. Akibatnya efisiensi *volumetric* pun juga meningkat. Sehingga, sesaat terjadi peningkatan daya efektif meskipun peningkatan daya ini masih belum bisa mengatasi pembebanan maksimal yang diberikan.

**Gambar 4.7 (a)** merupakan grafik pengujian performansi mesin dengan sudut pengapian standard yaitu 20°BTDC, diberikannya tambahan *supply* udara *inlet* 12 V DC serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik tersebut menunjukkan bahwa efisiensi *volumetric* terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 160 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai  $\eta_v = 50,65059$  %. Sedangkan efisiensi *volumetric* saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 120 mbar pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai  $\eta_v = 48,82240$  %. Sedangkan **Gambar 4.7 (b)** merupakan grafik efisiensi *volumetric* dengan sudut pengapian standard yaitu 20°BTDC,



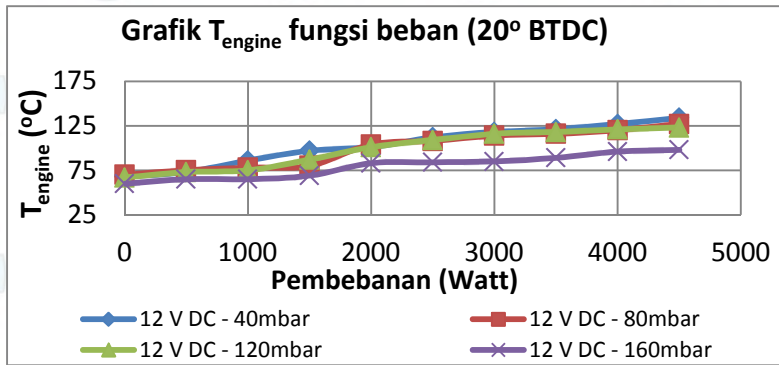
divariasikannya *supply* udara *inlet* 24 V DC sebagai pengatur *AFR* serta divariasikannya tekanan masuk bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa efisiensi *volumetric* terbesar yaitu pada variasi tekanan bahan bakar 160 mbar pada pembebanan 4500 Watt, dengan nilai  $\eta_v = 95,04458 \%$ . Sedangkan efisiensi *volumetric* saat terbebani yang terkecil berada pada variasi tekanan 120 mbar, pada pembebanan 500 Watt. Dengan nilai  $\eta_v = 91,515319 \%$ . Kemudian pada **Gambar 4.7 (c)** merupakan grafik pengaruh dari variasi sudut pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ$  BTDC, dengan divariasikannya *supply* udara *inlet* 12 ~ 24 V DC sebagai pengatur *AFR* pada tekanan masuk bahan bakar yang konstan yaitu 120 mbar. Pada grafik diatas terlihat bahwa efisiensi *volumetric* berhimpit dan hampir tidak dipengaruhi oleh variasi sudut pengapian. Dan dipengaruhi oleh *supply* DC voltase yang diberikan paada *blower*.

Dari data yang diperoleh diatas dapat disimpulkan bahwa efisiensi *volumetric* tidak dipengaruhi oleh variasi sudut pengapian yang dilakukan tetapi dipengaruhi oleh variasi *supply voltage blower*, dan pembebanan yang ditambahkan. Selanjutnya efisiensi *volumetric* ini juga dipengaruhi oleh densitas udara yang berubah disetiap kondisi operasi temperatur *engine* yang meningkat.

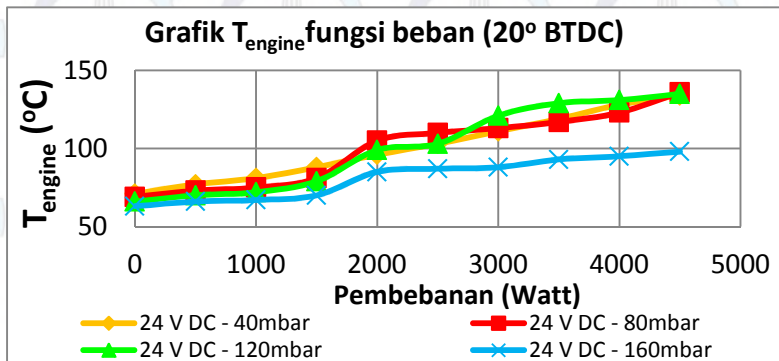
#### 4.4 Analisa Temperatur Kondisi Operasional Mesin

Analisa temperatur kondisi operasi mesin meliputi beberapa hal. Yaitu: temperatur *engine*, temperatur *oil*, temperatur *exhaust*.

#### 4.4.1 Analisa Kondisi Temperatur *Engine*



(a)



(b)

Gambar 4.8 (a) Grafik Temperatur *engine* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;

(b) Grafik Temperatur *engine* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;

**Gambar 4.8** Merupakan grafik temperatur *engine* terhadap fungsi pembebanan pada semua variasi yang telah dilakukan. Data



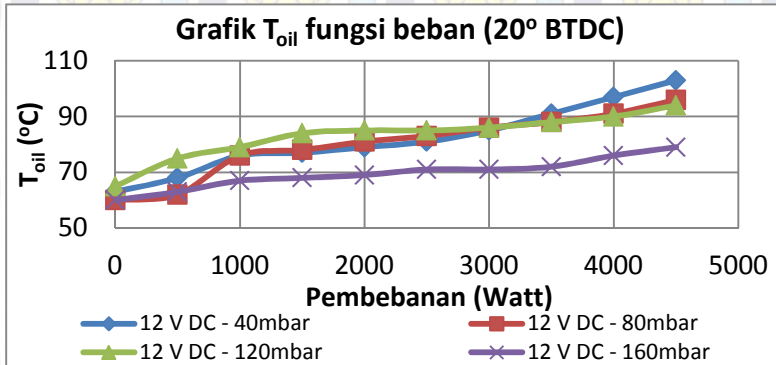
temperatur *engine* ini bukan merupakan temperatur dalam ruang bakar, melainkan temperatur yang diukur pada dinding *head* bagian luar. Selanjutnya pada **gambar 4.8 (a)** dan **(b)** menunjukkan bahwa semua kondisi grafik diatas memiliki *trendline* yang serupa, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring dinaikkannya pembebanan. Hal ini dikarenakan terjadinya kenaikan *mass flow* bahan bakar. sehingga, panas pembakaran yang disebar keruang bakar akan semakin banyak, kemudian panas pembakaran yang dilepas ke dinding silinder juga semakin besar. Disatu sisi kenaikan temperatur mula – mula juga dipengaruhi oleh seberapa miskin variasi *AFR* yang diberikan.

Pada **gambar 4.8 (a)** nilai temperatur *engine* terbesar yaitu 134°C pada pembebanan 4500 Watt dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 mbar. Sedangkan nilai temperatur *engine* terkecil pada kondisi tanpa pembebanan senilai 60°C. dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar. Selanjutnya pada **gambar 4.8 (b)** nilai temperatur *engine* terbesar yaitu 136°C pada pembebanan 4500 Watt dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 80 mbar. Sedangkan nilai temperatur *engine* terkecil pada kondisi tanpa pembebanan senilai 63°C. dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar

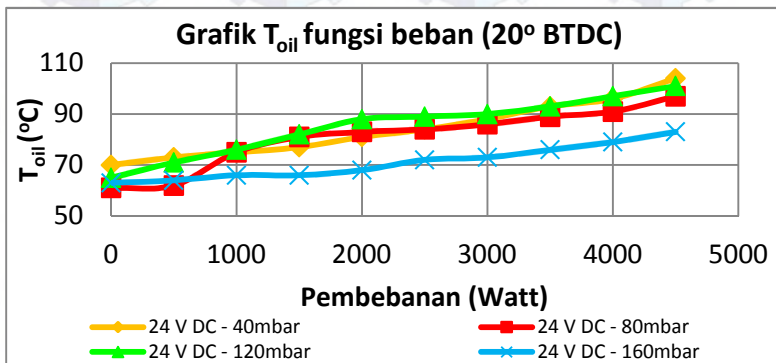
Pada **gambar 4.8** terlihat kenaikan temperatur disetiap waktu pengoperasian serta pada setiap pembebanan yang diberikan. Pada saat pengoperasian, kenaikan temperatur ini akan berpengaruh pada densitas bahan bakar – udara. Semakin tinggi temperatur, yaitu seperti pada pembebanan 4500 Watt, terjadi penurunan densitas akibat kondisi operasi yang memiliki temperatur tinggi. Sehingga, meskipun sebelumnya dijelaskan bahwa semakin tinggi pembebanan, maka *mass flow* bahan bakar juga akan meningkat. Pada pembebanan 4500 Watt, kenaikan temperatur juga

berpengaruh pada penurunan densitas bahan bakar dan akhirnya juga berpengaruh pada penurunan *mass flow* bahan bakar.

#### 4.4.2 Analisa Kondisi Temperatur *Oil*



(a)



(b)

Gambar 4.9 (a) Grafik Temperatur *oil* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;

(b) Grafik Temperatur *oil* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;

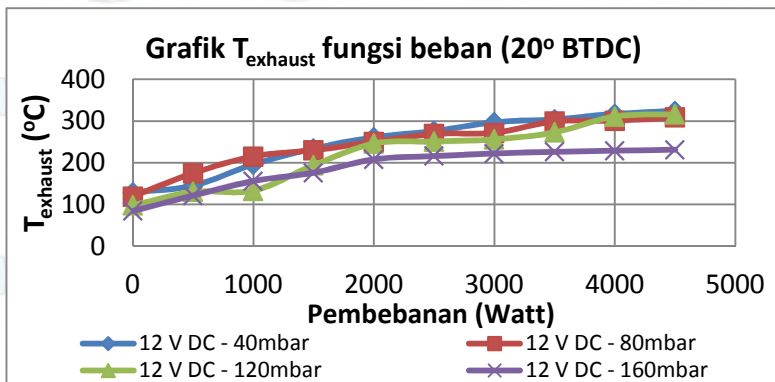


**Gambar 4.9** Merupakan grafik temperatur *oil* terhadap fungsi pembebanan pada semua variasi yang telah dilakukan. Data temperatur *oil* ini diukur dengan kondisi *thermocouple* tercelup pada *oil engine*. Selanjutnya pada **gambar 4.9 (a)** dan **(b)** juga menunjukkan bahwa semua kondisi grafik diatas memiliki *trendline* yang serupa, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring dinaikkannya pembebanan. Hal ini dikarenakan terjadinya kenaikan *mass flow* bahan bakar. sehingga, panas pembakaran yang disebarkan ke ruang bakar akan semakin banyak, kemudian panas pembakaran yang dilepas ke dinding piston dan ring piston juga semakin besar. Disatu sisi kenaikan temperatur mula – mula juga dipengaruhi oleh seberapa miskin variasi *AFR* yang diberikan.

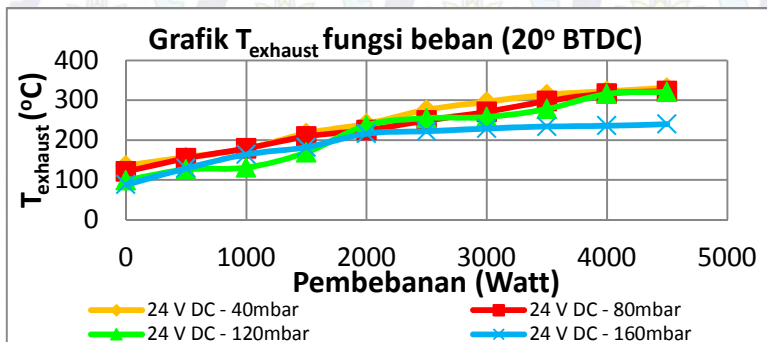
Pada **gambar 4.9 (a)** nilai temperatur *oil* terbesar yaitu 103°C pada pembebanan 4500 Watt dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar. Sedangkan nilai temperatur *oil* terkecil pada kondisi tanpa pembebanan senilai 60°C. dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar dan 80 mbar. Selanjutnya pada **gambar 4.9 (b)** nilai temperatur *oil* terbesar yaitu 104°C pada pembebanan 4500 Watt dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar. Sedangkan nilai temperatur *oil* terkecil pada kondisi tanpa pembebanan senilai 61°C. dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 80 mbar.

Pada **gambar 4.9** terlihat kenaikan temperatur disetiap waktu pengoperasian serta pada setiap pembebanan yang diberikan. Pada saat pengoperasian, kenaikan temperatur ini akan berpengaruh pada densitas *oil*. Semakin tinggi temperatur, yaitu terjadi penurunan densitas *oil* akibat kondisi operasi yang memiliki temperatur tinggi. Hal ini mengakibatkan pelumasan yang dilakukan *engine* belum mampu mengatasi gesekan yang terjadi. Hal ini menjadikan terjadinya penurunan daya akibat gesekan dari pergerakan antar komponen *engine*.

### 4.4.3 Analisa Kondisi Temperatur Gas Buang



(a)



(b)

Gambar 4.10 (a) Grafik Temperatur *exhaust* terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^\circ$  BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;  
 (b) Grafik Temperatur *exhaust* terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^\circ$  BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;



Pada **gambar 4.10** dapat dilihat bahwa temperatur *exhaust* naik seiring naiknya beban. Data temperatur *oil* ini diukur dengan kondisi *thermocouple* tercelup pada *oil engine*. Selanjutnya pada **gambar 4.10 (a)** dan **(b)** juga menunjukkan bahwa semua kondisi grafik diatas memiliki *trendline* yang serupa, yaitu terjadi kenaikan temperatur seiring dinaikkannya pembebanan. Hal ini dikarenakan terjadinya kenaikan *mass flow* bahan bakar. sehingga, panas pembakaran yang disebar keruang bakar akan semakin banyak, kemudian panas pembakaran dilepas menuju *exhaust*. Disatu sisi kenaikan temperatur mula – mula juga dipengaruhi oleh seberapa miskin variasi *AFR* yang diberikan.

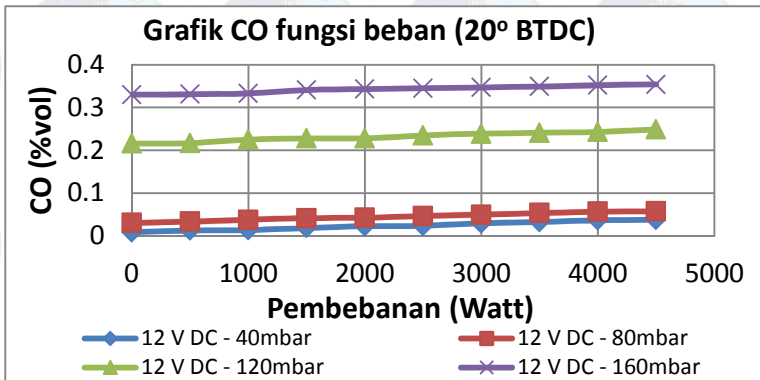
Pada **gambar 4.10 (a)** nilai temperatur *exhaust* terbesar yaitu 324°C pada pembebanan 4500 Watt dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar. Sedangkan nilai temperatur *exhaust* terkecil pada kondisi tanpa pembebanan senilai 84°C. dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar. Selanjutnya pada **gambar 4.10 (b)** nilai temperatur *exhaust* terbesar yaitu 331°C pada pembebanan 4500 Watt dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar. Sedangkan nilai temperatur *exhaust* terkecil pada kondisi tanpa pembebanan senilai 88°C. dengan variasi sudut pengapian 20°BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar.

Pada **gambar 4.10** terlihat kenaikan temperatur disetiap waktu pengoperasian serta pada setiap pembebanan yang diberikan. Pada saat pengoperasian, kenaikan temperatur ini akan berpengaruh pada daya yang dihasilkan. Semakin tinggi temperatur, maka panas yang terbuang dan tidak termanfaatkan semakin besar. hal ini mengakibatkan daya yang dihasilkan pun juga semakin rendah.

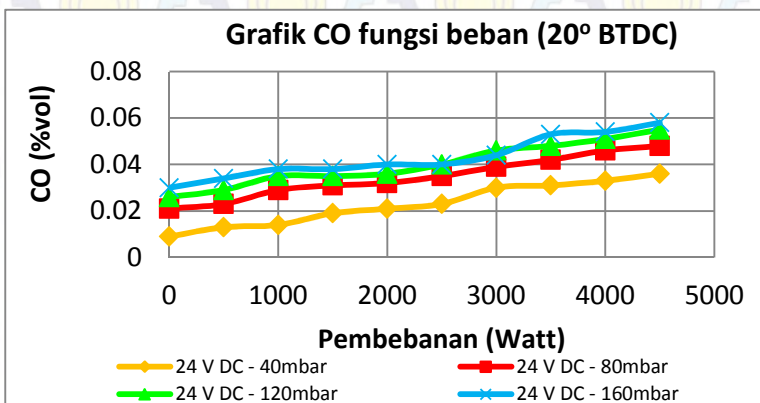
#### 4.5 Analisa Emisi Mesin *LPG Generator Set* berbahan bakar *CNG*

Pada subbab 4.5 memaparkan analisa beberapa kandungan emisi diantaranya  $CO$ ,  $HC$ , dan  $CO_2$ . beberapa emisi tersebut antara lain:

##### 4.5.1 Analisa Emisi $CO$

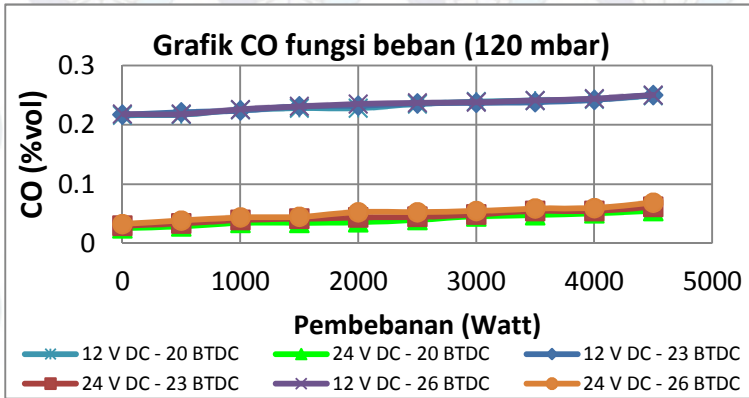


(a)



(b)





(c)

- Gambar 4.11 (a) Grafik Pengaruh  $CO$  terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^\circ BTDC$ , 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;
- (b) Grafik Pengaruh  $CO$  terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^\circ BTDC$ , 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;
- (c) Grafik Pengaruh  $CO$  terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ BTDC$ , 12 ~ 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.

**Gambar 4.11** merupakan *trendline* dari grafik  $CO$  dengan fungsi pembebanan. Carbon Monoksida merupakan salah satu polutan yang beracun dan terbentuk akibat proses pembakaran yang tidak *stochiometry*. Secara prinsip, kandungan  $CO$  meningkat jika variasi  $AFR$  yang diberikan cenderung kaya, namun pada pengujian performa *engine*. Terlihat bahwa terjadi kenaikan  $CO$  seiring dengan penambahan beban yang dilakukan, kondisi ini menunjukkan bahwa terjadi perubahan  $AFR$  yang semakin kaya pada saat beban ditambahkan. Hal ini diharapkan agar *engine*

mampu menghasilkan daya yang lebih untuk mengatasi pembebanan lampu yang terus bertambah.

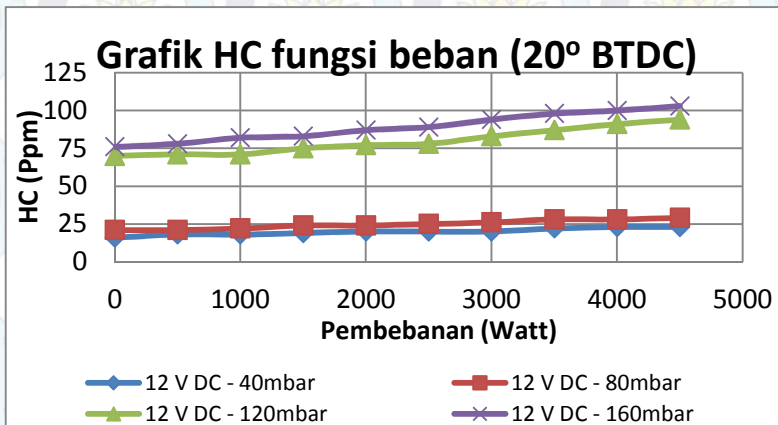
**Gambar 4.11 (a)** menunjukkan grafik hasil pengujian emisi *CO* terhadap variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 ~ 160 mbar. Nilai *CO* terbesar adalah 0,354 %vol pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar dengan pembebanan 4500 Watt. Sedangkan nilai *CO* terkecil adalah 0,009 %vol, yaitu pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar pada kondisi tanpa pembebanan. Hal ini dikarenakan semakin besar tekanan bahan yang diberikan, secara tidak langsung akan diikuti dengan semakin besarnya *mass flow* bahan bakar. sehingga, kondisi ini akan mendukung terbentuknya *CO* yang lebih banyak. Selanjutnya pada **gambar 4.11 (b)** menunjukkan grafik *CO* menunjukkan grafik hasil pengujian emisi *CO* terhadap variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 ~ 160 mbar. Nilai *CO* terbesar yaitu 0,058 %vol pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar dengan pembebanan 4500 Watt. Nilai *CO* terkecil yaitu 0,009 %vol pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar pada kondisi tanpa pembebanan. Pada kondisi ini terlihat penurunan terbentuknya *CO* akibat ditambahkannya *supply* udara yang diberikan. Hal ini dimungkinkan terjadi penurunan *CO* dan terjadi pembentukan  $CO_2$  yang lebih besar. kemudian **gambar 4.11 (c)** merupakan grafik pengaruh *CO* terhadap variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$  ~  $26^{\circ}$  BTDC, 12 ~ 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar fungsi beban. Nilai *CO* terbesar adalah 0,251 %vol pada variasi sudut pengapian  $23^{\circ}$ BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt. Sedangkan nilai *CO* terkecil yaitu 0,026 %vol pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ BTDC, 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar saat pengoperasian tanpa beban. Pada dasarnya dimajukannya sudut pengapian diharapkan akan meningkatkan daya efektif. Kenaikan daya efektif inilah yang



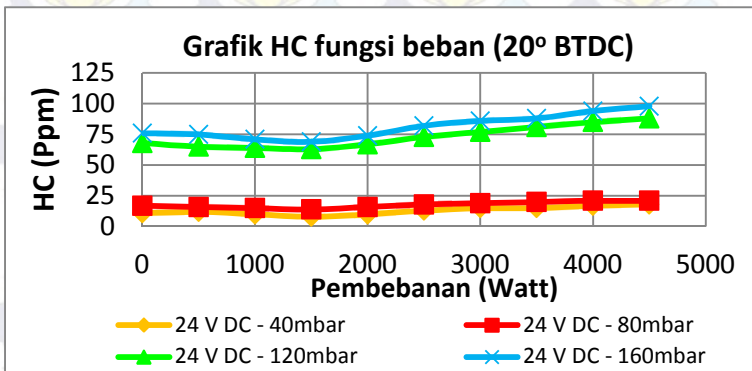
menyebabkan berkurangnya nilai  $CO$  karena terjadi proses pembakaran yang cenderung lebih *stochiometric* dibandingkan tidak dimajukan sudut pengapiannya.

Pada **gambar 4.11** dapat disimpulkan besarnya  $CO$  sangat dipengaruhi oleh variasi  $AFR$  yang dibentuk oleh pembakaran, selain itu selama penambahan beban yang dilakukan menjadikan  $AFR$  cenderung kaya sehingga berpengaruh pada pembentukan  $CO$  akibat proses pembakaran yang tidak *stochiometric*. Selanjutnya saat konsumsi udara ditambahkan terjadi penurunan  $CO$  karena penambahan *supply* udara membantu proses pembakaran menjadi lebih sempurna. Selanjutnya saat divariasikan sudut pengapiannya terjadi perubahan  $CO$  yang berhimpit akibat kenaikan daya yang terbentuk tidak signifikan sehingga dapat diindikasikan dengan nilai grafik *trendline*  $CO$  yang berhimpit. Selain itu terlihat bahwa pada **gambar 4.11 (a), (b)** maupun (c) menunjukkan kandungan emisi  $CO$  masih dibawah ambang batas emisi gas buang  $CO$  standard di Indonesia yaitu  $<1,5\%$  vol  $CO$

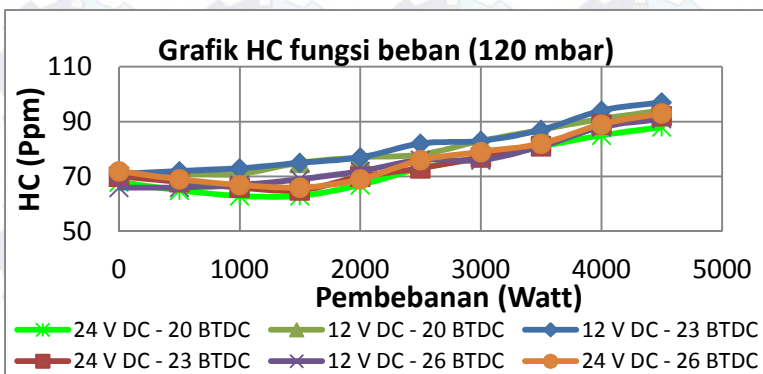
#### 4.5.2 Analisa Emisi HC



(a)



(b)



Gambar 4.12 (a) Grafik Pengaruh *HC* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;  
 (b) Grafik Pengaruh *HC* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20°BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;  
 (c) Grafik Pengaruh *HC* terhadap Variasi Sudut Pengapian 20° ~ 26° BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.



**Gambar 4.12** merupakan grafik *HC* dengan fungsi pembebanan. Senyawa Hidrokarbon merupakan senyawa yang terbentuk karena tidak mampu melakukan pembakaran pada bahan bakar, penyimpanan dan pelepasan bahan bakar dengan lapisan minyak, penyalan yang tertunda, disekitar dinding ruang bakar yang bertemperatur rendah dan karena adanya *overlap valve*. Pada prinsipnya, kandungan *HC* meningkat jika variasi *AFR* yang diberikan cenderung kaya, namun, pada pengujian performa *engine* terlihat bahwa terjadi kenaikan *HC* seiring dengan penambahan beban yang dilakukan, kondisi ini menunjukkan bahwa terjadi perubahan *AFR* yang semakin kaya pada saat beban ditambahkan. Hal ini diharapkan agar *engine* mampu menghasilkan daya yang lebih untuk mengatasi pembebanan lampu yang terus bertambah, meskipun pada kondisi aktual terjadi konsumsi bahan bakar yang semakin boros.

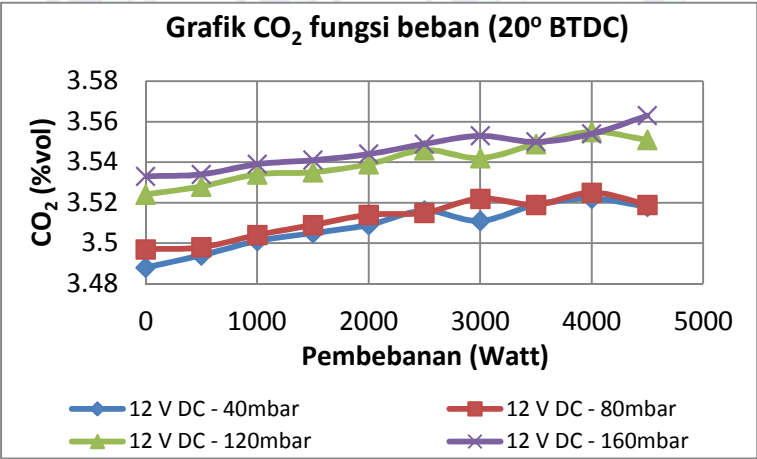
**Gambar 4.12 (a)** menunjukkan grafik hasil pengujian emisi *HC* terhadap variasi sudut pengapian  $20^{\circ}\text{BTDC}$ , 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 ~ 160 mbar. Nilai *HC* terbesar adalah 103 Ppm pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}\text{BTDC}$ , 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar dengan pembebanan 4500 Watt. Sedangkan nilai *HC* terkecil adalah 16 Ppm, yaitu pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}\text{BTDC}$ , 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar pada kondisi tanpa pembebanan. hal ini dikarenakan semakin besar tekanan bahan yang diberikan, secara tidak langsung akan diikuti dengan semakin besarnya *mass flow* bahan bakar. sehingga, kondisi ini akan mendukung terbentuknya *HC* yang lebih banyak. Selanjutnya pada **gambar 4.12 (b)** menunjukkan grafik hasil pengujian emisi *HC* terhadap variasi sudut pengapian  $20^{\circ}\text{BTDC}$ , 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 ~ 160 mbar. Nilai *HC* terbesar yaitu 98 Ppm pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}\text{BTDC}$ , 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar dengan pembebanan 4500 Watt. Nilai *HC* terkecil yaitu 8 Ppm pada variasi sudut pengapian  $20^{\circ}\text{BTDC}$ , 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar pada pembebanan 1500 Watt. Pada kondisi ini terlihat penurunan

terbentuknya *HC* akibat ditambahkannya *supply* udara yang diberikan. Hal ini dimungkinkan terjadi penurunan *HC* dan terjadi proses pembakaran yang lebih sempurna. kemudian **gambar 4.12 (c)** merupakan grafik pengaruh *HC* terhadap variasi sudut pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ$  BTDC, 12 ~ 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar fungsi beban. Nilai *HC* terbesar adalah 97 Ppm pada variasi sudut pengapian  $23^\circ$ BTDC, 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar pada pembebanan 4500 Watt. Sedangkan nilai *HC* terkecil yaitu 63 Ppm pada variasi sudut pengapian  $20^\circ$ BTDC, 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar saat pada pembebanan 1500 Watt. Pada dasarnya dimajukannya sudut pengapian diharapkan akan meningkatkan daya efektif. Kenaikan daya efektif inilah yang menyebabkan berkurangnya nilai *HC* karena terjadi proses pembakaran yang cenderung lebih *stochiometric* dibandingkan tidak dimajukan sudut pengapiannya. Namun saat *supply* udara ditambahkan, terjadi pengesuaian *HC* yang turun seiring dengan nilai *AFR* menuju *stochiometry*.

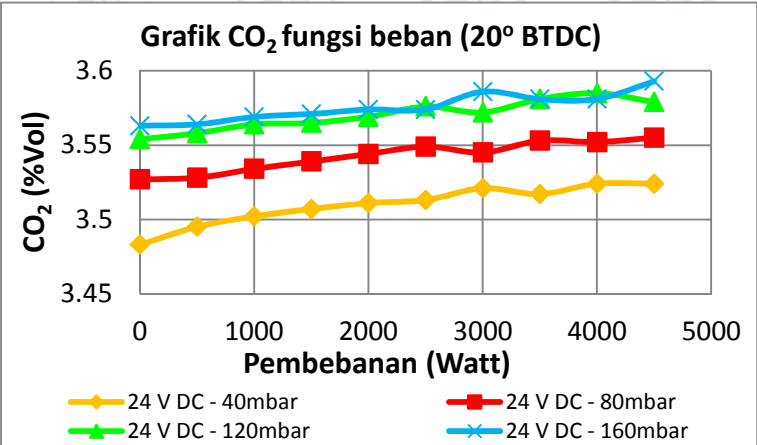
Pada **gambar 4.12** dapat disimpulkan besarnya *HC* sangat dipengaruhi oleh variasi *AFR* yang dibentuk oleh pembakaran, selain itu selama penambahan beban yang dilakukan menjadikan *AFR* cenderung kaya sehingga berpengaruh pada pembentukan *HC* akibat proses pembakaran yang tidak *stochiometric*. Disatu sisi kenaikan temperatur operasi *engine* menyebabkan teratomisasinya *HC*. Selanjutnya saat konsumsi udara ditambahkan terjadi penurunan *HC* karena penambahan *supply* udara membantu proses pembakaran menjadi lebih sempurna. Selain itu terlihat bahwa pada **gambar 4.12 (a), (b) maupun (c)** menunjukkan kandungan emisi *HC* masih dibawah ambang batas emisi gas buang *HC* standard di Indonesia yaitu  $< 200$  Ppm *HC*



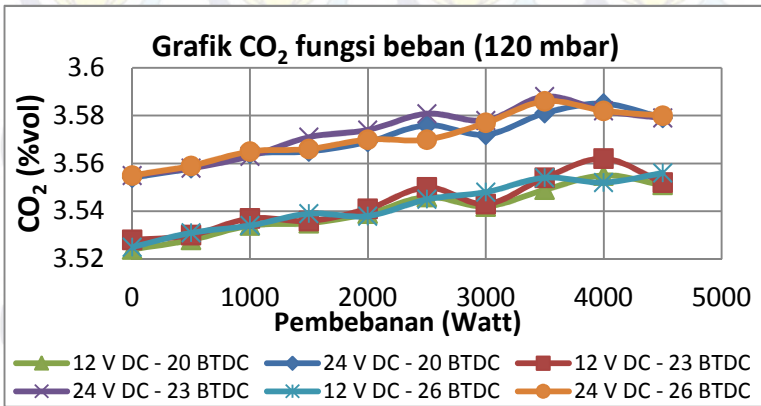
4.5.3 Analisa Emisi CO<sub>2</sub>



(a)



(b)



(c)

- Gambar 4.13 (a) Grafik Pengaruh  $CO_2$  terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^\circ$  BTDC, 12 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~160 mbar fungsi Beban.;  
 (b) Grafik Pengaruh  $CO_2$  terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^\circ$  BTDC, 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 40 ~ 160 mbar fungsi Beban.;  
 (c) Grafik Pengaruh  $CO_2$  terhadap Variasi Sudut Pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ$  BTDC, 12 ~ 24 V DC *Blower* dan Variasi Tekanan 120 mbar fungsi Beban.

**Gambar 4.13** menunjukkan *trendline* grafik  $CO_2$  dengan fungsi pembebanan. Senyawa Carbon Dioksida merupakan senyawa yang terbentuk dari proses pembakaran yang sempurna senyawa hidrokarbon. Karbon dioksida ( $CO_2$ ) memiliki beberapa karakteristik, antara lain : gas cair tidak berwarna, tidak berbau, tidak mudah terbakar, dan sedikit asam.  $CO_2$  lebih berat daripada udara dan larut dalam air. Secara prinsip kandungan  $CO_2$  pada emisi akan meningkat jika variasi *AFR* yang diberikan cenderung *stoichiometric*, namun, pada pengujian performa *engine* terlihat bahwa terjadi kenaikan  $CO_2$  seiring dengan penambahan beban



yang dilakukan, Hal ini mengindikasikan bahwa *engine* menghasilkan daya yang lebih besar saat di operasikan pada kondisi tersebut.

**Gambar 4.13 (a)** menunjukkan grafik hasil pengujian emisi  $CO_2$  terhadap variasi sudut pengapian  $20^\circ BTDC$ , 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 ~ 160 mbar. Nilai  $CO_2$  terbesar adalah 3,563 %vol pada variasi sudut pengapian  $20^\circ BTDC$ , 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar dengan pembebanan 4500 Watt. Sedangkan nilai  $CO_2$  terkecil adalah 3,488 %vol, yaitu pada variasi sudut pengapian  $20^\circ BTDC$ , 12 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar pada kondisi tanpa pembebanan. hal ini dikarenakan semakin besar tekanan bahan yang diberikan, secara tidak langsung akan diikuti dengan semakin besarnya *mass flow* bahan bakar. sehingga, kondisi ini akan mendukung terbentuknya  $CO_2$  yang lebih banyak. Selanjutnya pada **gambar 4.13 (b)** menunjukkan grafik  $CO_2$  terhadap variasi sudut pengapian  $20^\circ BTDC$ , 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 ~ 160 mbar. Nilai  $CO_2$  terbesar yaitu 3,593 %vol pada variasi sudut pengapian  $20^\circ BTDC$ , 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 160 mbar dengan pembebanan 4500 Watt. Nilai  $CO_2$  terkecil yaitu 3,483 %vol pada variasi sudut pengapian  $20^\circ BTDC$ , 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 40 mbar pada pembebanan tanpa dibebani. Pada kondisi ini terlihat penambahan *supply* udara yang diberikan berpengaruh pada pembentukan *AFR* yang pada akhirnya mempengaruhi perubahan nilai  $CO_2$ . Kemudian **gambar 4.13 (c)** merupakan grafik pengaruh  $CO_2$  terhadap variasi sudut pengapian  $20^\circ \sim 26^\circ BTDC$ , 12 ~ 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar fungsi beban. Nilai  $CO_2$  terbesar adalah 3,588 %vol pada variasi sudut pengapian  $23^\circ BTDC$ , 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar pada pembebanan 3500 Watt. Sedangkan nilai  $CO_2$  terkecil yaitu 3,524 %vol pada variasi sudut pengapian  $20^\circ BTDC$ , 24 V DC *blower* dan variasi tekanan 120 mbar saat pada kondisi tanpa pembebanan. Pada dasarnya dimajukannya sudut pengapian diharapkan akan meningkatkan daya efektif. Kenaikan daya efektif inilah yang

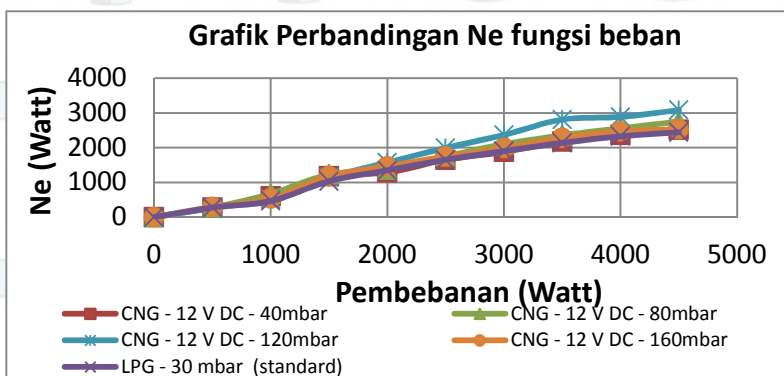
menyebabkan meningkatnya nilai  $CO_2$  karena terjadi proses pembakaran yang cenderung lebih *stoichiometric* dibandingkan tidak dimajukan sudut pengapiannya.

Pada **gambar 4.13** dapat disimpulkan besarnya  $CO_2$  sangat dipengaruhi oleh variasi  $AFR$  yang dibentuk oleh pembakaran dan merupakan salah satu indikator meningkatnya daya yang dihasilkan *engine* karena terjadi proses perpindahan energi *thermal* bahan bakar secara sempurna, selain itu selama penambahan beban yang dilakukan menjadikan  $AFR$  cenderung kaya sehingga berpengaruh pada penurunan nilai  $CO_2$  akibat proses pembakaran yang tidak *stoichiometric*.

#### 4.6 Analisa Data Komparasi Bahan Bakar

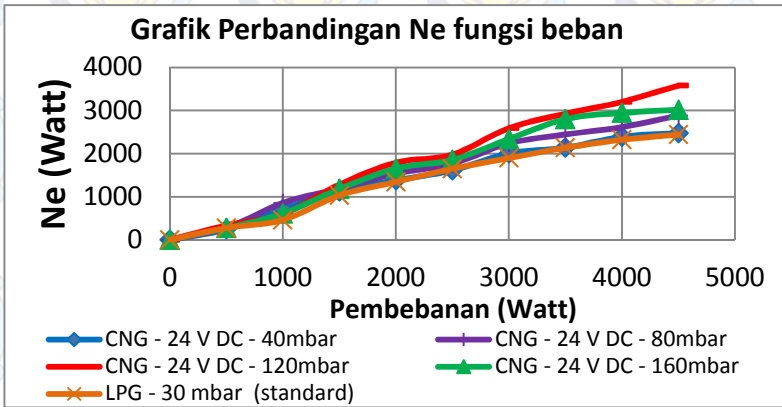
Pada analisa data komparasi unjuk kerja mesin berbahan bakar CNG dengan *LPG* standard, akan dibahas beberapa hal, yaitu: grafik perbandingan  $Ne$ , Torsi,  $MEP$ ,  $SFC$ , efisiensi *thermal*, dan efisiensi volumetris. Pada pengujian *engine* berbahan bakar *LPG* standard akan dibandingkan dengan data pengujian dengan variasi  $AFR$ .

##### 4.6.1 Grafik Perbandingan $Ne$ fungsi beban



(a)





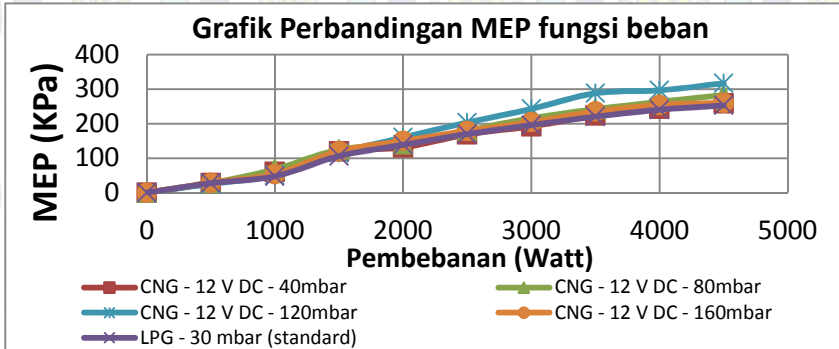
(b)

Gambar 4.14 (a) Grafik Perbandingan Ne dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;  
 (b) Grafik Perbandingan Ne dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.

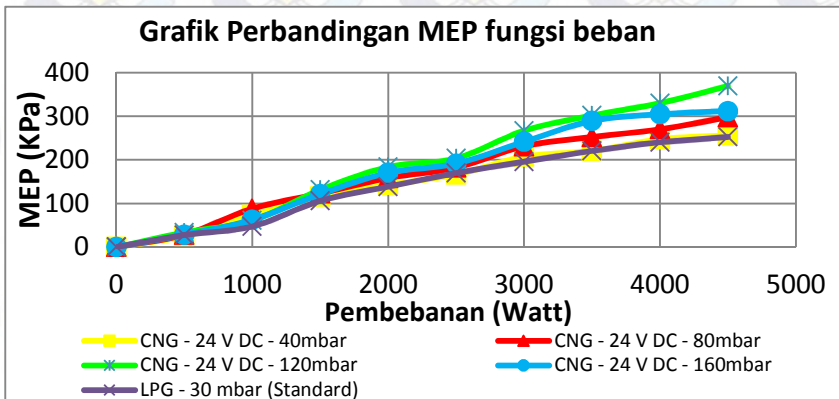
Pada gambar 4.14 (a) terlihat bahwa terjadi peningkatan daya efektif saat divariasikan *voltage blower* 12 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan daya efektif rata – rata tertinggi sebesar 22,33% yaitu pada variasi CNG – 12 V DC – 120 mbar, hal ini dikarenakan adanya pengaruh penambahan energi bahan bakar dan *AFR* yang mendekati *stoichiometric*. Pada gambar 4.14 (b) terlihat bahwa terjadi peningkatan daya efektif saat divariasikan *voltage blower* 24 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan daya efektif rata – rata tertinggi sebesar 34,79 % yaitu pada variasi CNG – 24 V DC – 120 mbar, hal ini dikarenakan adanya pengaruh penambahan *supply* udara yang membantu mengurangi perbandingan tekanan *intake* dan *exhaust*. dilain sisi, penambahan *supply* udara ini membantu penyampuran udara -

bahan bakar menjadi lebih *uniform* sehingga proses pembakaran menjadi lebih mudah.

#### 4.6.2 Grafik Perbandingan MEP fungsi beban



(a)



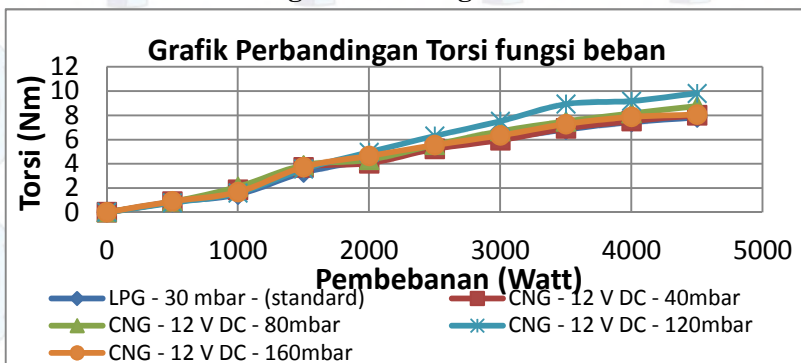
(b)

Gambar 4.15 (a) Grafik Perbandingan MEP dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;  
 (b) Grafik Perbandingan MEP dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.

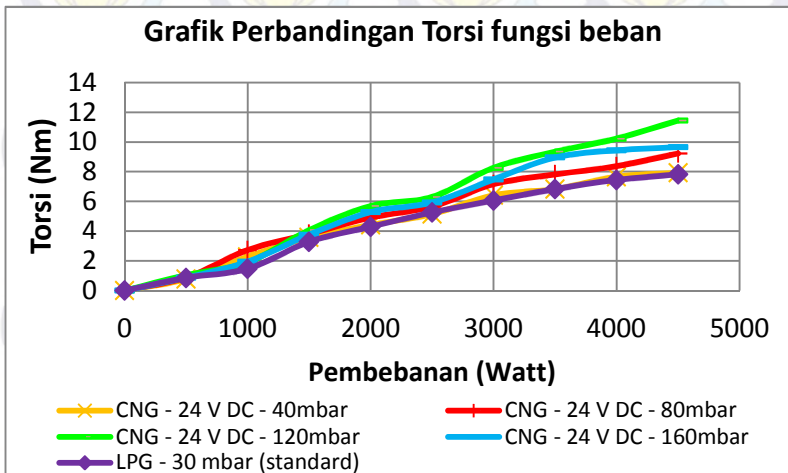


Pada gambar 4.15 (a) terlihat bahwa terjadi peningkatan *MEP* saat divariasikan *voltage blower* 12 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan *MEP* rata – rata tertinggi terhadap *MEP* pada *LPG* standard sebesar 21,46% yaitu pada variasi CNG – 12 V DC – 120 mbar, Pada dasarnya nilai kenaikan *MEP* sangat dipengaruhi oleh kenaikan daya efektif yang terjadi. Seperti yang dijelaskan sebelumnya, hal ini dikarenakan adanya pengaruh penambahan energi bahan bakar dan *AFR* yang mendekati *stoichiometric*. Selanjutnya pada gambar 4.15 (b) menunjukkan bahwa terjadi peningkatan *MEP* saat divariasikan *voltage blower* 24 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan *MEP* rata – rata tertinggi sebesar 34,51% yaitu pada variasi CNG – 24 V DC – 120 mbar, karakteristik dari grafik *MEP* hampir sama dengan karakteristik grafik Ne, pada dasarnya kenaikan daya efektif akan berpengaruh pada kenaikan *MEP*. hal ini dikarenakan adanya pengaruh penambahan *supply* udara yang membantu mengurangi perbandingan tekanan *intake* dan *exhaust*. dilain sisi, penambahan *supply* udara ini membantu penyampuran udara - bahan bakar menjadi lebih *uniform* sehingga proses pembakaran menjadi lebih mudah.

#### 4.6.3 Grafik Perbandingan Torsi fungsi beban



(a)



(b)

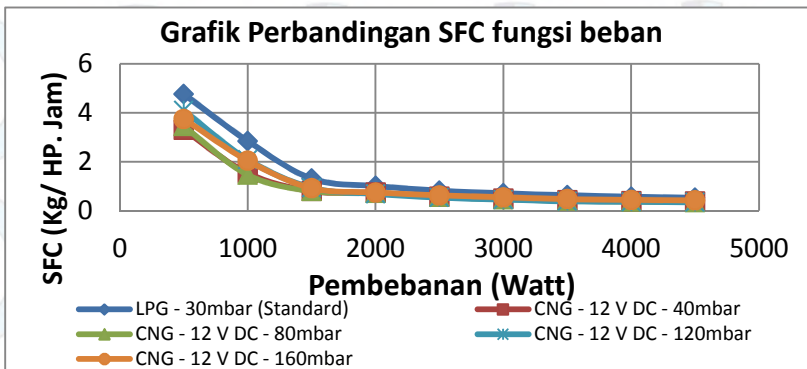
Gambar 4.16 (a) Grafik Perbandingan Torsi dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;  
 (b) Grafik Perbandingan Torsi dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.

Pada gambar 4.16 (a) terlihat bahwa terjadi peningkatan Torsi saat divariasikan *voltage blower* 12 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan torsi rata – rata tertinggi terhadap *LPG* standard sebesar 21,46% yaitu pada variasi CNG – 12 V DC – 120 mbar, Pada dasarnya nilai kenaikan torsi sangat dipengaruhi oleh kenaikan daya efektif dan besarnya putaran *engine* yang dihasilkan. Secara sederhana, dapat digambarkan karakteristik kenaikan torsi akan seiring dengan kenaikan daya efektif. Selanjutnya pada gambar 4.16 (b) menunjukkan bahwa terjadi peningkatan torsi saat divariasikan *voltage blower* 24 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan torsi rata – rata tertinggi sebesar 34,51% yaitu pada variasi CNG – 24 V DC – 120 mbar, setelah itu

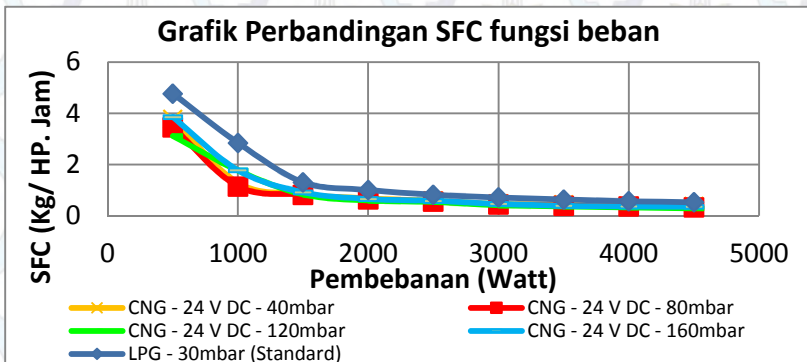


kenaikan grafik torsi ini disebabkan oleh pengaruh penambahan *supply* udara yang membantu mengurangi perbandingan tekanan *intake* dan *exhaust*. dilain sisi, penambahan *supply* udara ini membantu penyampuran udara - bahan bakar menjadi lebih *uniform* sehingga proses pembakaran menjadi lebih mudah.

#### 4.6.4 Grafik Perbandingan SFC fungsi beban



(a)



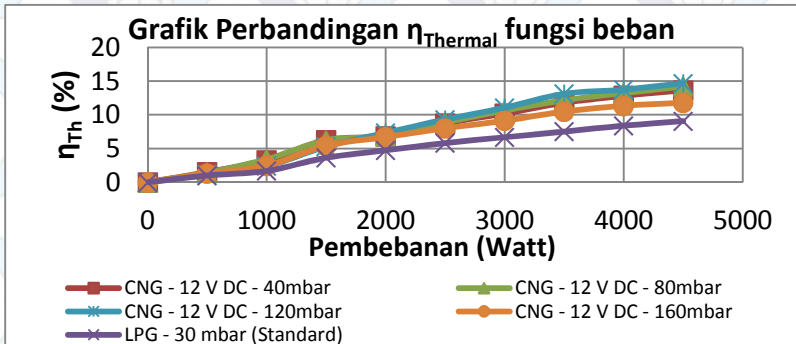
(b)

Gambar 4.17 (a) Grafik Perbandingan SFC dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;  
 (b) Grafik Perbandingan SFC dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.

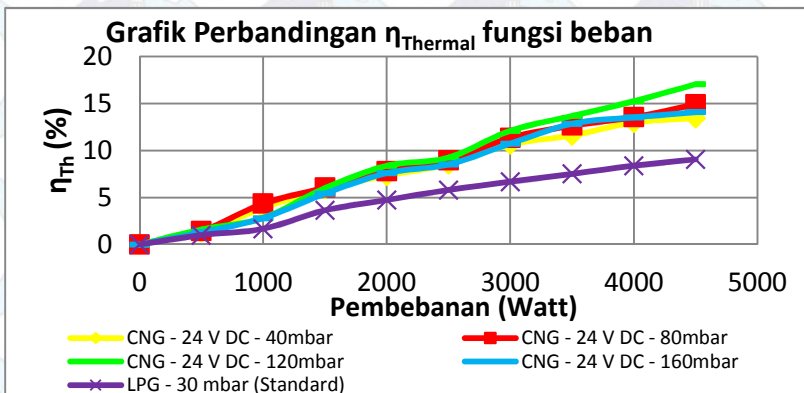
Pada gambar 4.17 (a) terlihat bahwa terjadi penurunan *SFC* saat divariasikan *voltage blower* 12 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai penurunan *SFC* rata – rata terendah terhadap *LPG* standard sebesar 34,84% yaitu pada variasi CNG – 12 V DC – 40 mbar. secara prinsip, nilai penurunan *SFC* ini sangat dipengaruhi oleh kenaikan daya efektif dan semakin sedikitnya *mass flow* bahan bakar sebagai sumber energi. *SFC* dapat dijadikan sebagai parameter seberapa irit *engine* tersebut dioperasikan. *SFC* merupakan fungsi dari rasio jumlah *mass flow* bahan bakar dibandingkan dengan daya efektif yang dihasilkan. Sehingga semakin tinggi nilai *SFC*, maka dapat diindikasikan semakin boros pengoperasian *engine* tersebut. selain itu juga pada gambar 4.17 (b) menunjukkan bahwa terjadi penurunan *SFC* saat divariasikan *voltage blower* 24 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai penurunan *SFC* rata – rata terendah sebesar 38,15% yaitu pada variasi CNG – 24 V DC – 80 mbar. Penurunan grafik torsi ini disebabkan oleh pengaruh penambahan *supply* udara yang membantu mengurangi perbandingan tekanan *intake* dan *exhaust*. dilain sisi, penambahan *supply* udara ini membantu penyampuran udara - bahan bakar menjadi lebih *uniform* sehingga proses pembakaran menjadi lebih mudah. Sehingga terjadi kenaikan daya efektif yang signifikan dan berdampak pada penurunan *SFC engine*.



#### 4.6.5 Grafik Perbandingan Efisiensi *Thermal* fungsi beban



(a)



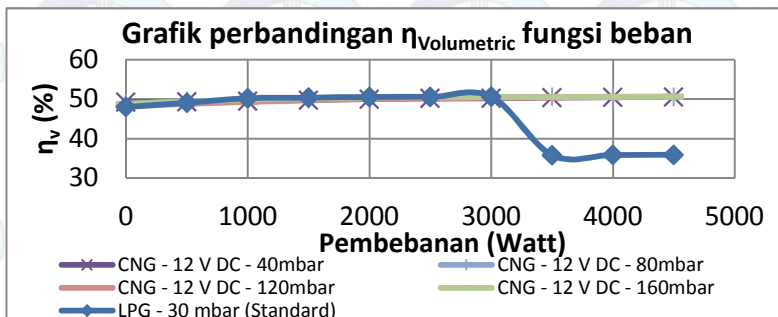
(b)

Gambar 4.18 (a) Grafik Perbandingan efisiensi *thermal* dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;

(b) Grafik Perbandingan efisiensi *thermal* dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.

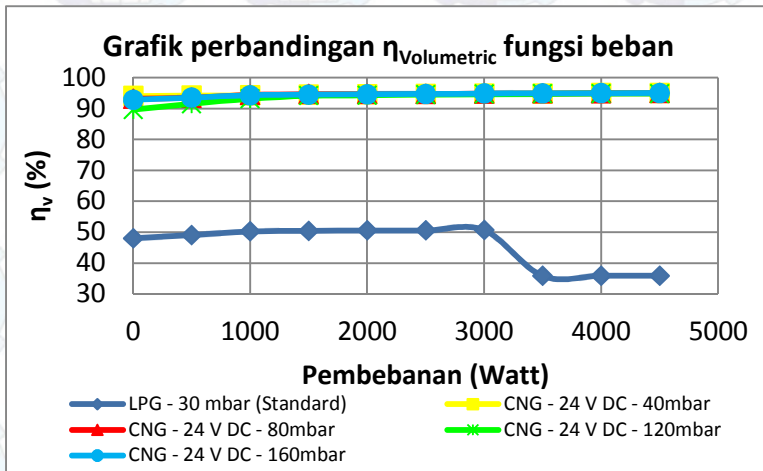
Berdasarkan gambar 4.18 (a) terlihat bahwa terjadi peningkatan efisiensi *thermal* saat divariasikan *voltage blower* 12 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan efisiensi *thermal* rata – rata tertinggi terhadap *LPG* standard sebesar 61,18% yaitu pada variasi CNG – 12 V DC – 120 mbar, Pada dasarnya nilai kenaikan efisiensi *thermal* ini sangat dipengaruhi oleh *AFR* yang terbentuk selama proses pembakaran serta kenaikan daya efektif yang dihasilkan. Secara sederhana, dapat digambarkan. Selanjutnya pada gambar 4.18 (b) menunjukkan bahwa terjadi peningkatan efisiensi *thermal* saat divariasikan *voltage blower* 24 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan *thermal* rata – rata tertinggi sebesar 77,65% yaitu pada variasi CNG – 24 V DC – 120 mbar, setelah itu kenaikan grafik efisiensi *thermal* ini disebabkan oleh pengaruh penambahan *supply* udara yang membantu mengurangi perbandingan tekanan *intake* dan *exhaust*. dilain sisi, penambahan *supply* udara ini membantu penyampuran udara - bahan bakar menjadi lebih *uniform* sehingga proses pembakaran menjadi lebih mudah. Selain itu variasi penambahan bahan bakar juga memberikan tambahan energi akibat perubahan *AFR* yang terjadi pada skala yang lebih besar dibandingkan saat *supply* udara belum ditambahkan.

#### 4.6.6 Grafik Perbandingan Efisiensi *Volumetric* fungsi beban



(a)





(b)

Gambar 4.19 (a) Grafik Perbandingan efisiensi *thermal* dengan variasi voltage blower 12 V DC berbahan bakar CNG.;

(b) Grafik Perbandingan efisiensi *thermal* dengan variasi voltage blower 24 V DC berbahan bakar CNG.

gambar 4.19 (a) menunjukkan bahwa dengan divariasikannya *voltage blower* 12 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar maka terjadi peningkatan efisiensi *volumetric*. Nilai peningkatan efisiensi *volumetric* rata – rata tertinggi terhadap LPG standard sebesar 9,708% yaitu pada variasi CNG – 12 V DC – 160 mbar, Pada dasarnya nilai kenaikan efisiensi *volumetric* ini sangat dipengaruhi oleh pasokan udara yang mampu diserap oleh piston saat langkah *intake*. Selanjutnya pada gambar 4.19 (b) menunjukkan bahwa terjadi peningkatan efisiensi *volumetric* saat divariasikan *voltage blower* 24 V DC, dan variasi tekanan *supply* bahan bakar 40 ~ 160 mbar. Nilai peningkatan

efisiensi *volumetric* rata – rata tertinggi sebesar 106,652% yaitu pada variasi CNG – 24 V DC – 80 mbar, hal ini dikarenakan supply udara yang memasuki ruang bakar yang terus ditambahkan. Pada saat dioperasikannya dengan *LPG* standard, terlihat bahwa terjadi penurunan efisiensi *volumetric* pada pembebanan 3500 ~ 4500 Watt. Hal ini dikarenakan densitas udara yang terhisap secara alami sangat dipengaruhi oleh perubahan temperatur lingkungan. Pada saat dioperasikan dengan beban 3500 ~ 4500 Watt *engine* mengalami kenaikan temperatur. Sehingga densitas udara semakin rendah, dan pada akhirnya *mass flow* udara yang memasuki ruang bakarpun semakin sedikit.



*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Beberapa kesimpulan yang bisa diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Dari seluruh penelitian terhadap variasi AFR, dapat diketahui bahwa Variasi AFR rendah menghasilkan unjuk kerja yang lebih besar dibandingkan dengan kondisi standard hal ini juga terlihat sangat signifikan pada grafik unjuk kerja dengan komparasi bahan bakar. meskipun bahan bakar CNG memiliki calorific value yang lebih kecil dibandingkan LPG. Namun dengan pengaturan AFR yang mendekati *stoichiometric*, akan menghasilkan daya yang lebih besar dibandingkan menggunakan bahan bakar LPG standard.
2. Penambahan blower pada saluran intake akan meningkatkan efisiensi *volumetric*, variasi yang telah dilakukan mampu meningkatkan efisiensi *volumetric* hingga stabil pada 48,775% ~50,65% untuk variasi 12 V DC air blower dan efisiensi *volumetric* stabil pada 94,05% ~ 95,02% untuk variasi 24 V DC air blower.
3. Hasil pengujian pada sudut pengapian standard (20°BTDC) berbahan bakar CNG diperoleh unjuk kerja terbaik pada variasi tekanan bahan bakar CNG 120 mbar dan 24 V DC Air blower dengan peningkatan Ne : 34,7947% ; MEP : 34,51% ; Torsi : 34,518% ; efisiensi *thermal* : 77,65% ; efisiensi *volumetric* : 104,83% serta penurunan SFC : 37,545% dibandingkan pengujian pada kondisi LPG standard.



4. Data hasil pengujian dengan variasi sudut pengapian  $20^{\circ}$ ~ $26^{\circ}$ BTDC pada variasi tekanan yang sama (120mbar) mengalami peningkatan unjuk kerja terbaik yaitu pengoperasian sudut pengapian  $26^{\circ}$ BTDC serta 24 V DC air blower. dengan peningkatan nilai  $Ne$  : 48,316% ; MEP : 46,91% ; Torsi : 46,911% ; efisiensi *thermal* : 95,35% ; efisiensi *volumetric* : 102,776% serta penurunan SFC : 46,909% dibandingkan pengujian pada kondisi LPG standard.
5. Hasil keseluruhan pengujian unjuk kerja LPG *engine* Generator set berbahan bakar CNG terbaik yaitu pada variasi sudut pengapian  $26^{\circ}$ BTDC, 24 V DC *Blower* dan variasi tekanan 120 mbar dengan peningkatan  $Ne$  : 48,31%, MEP : 46,91%, Torsi 46,911%, efisiensi *thermal* : 95,35%, efisiensi *volumetric* : 102,77% serta penurunan SFC : 46,909% dibandingkan menggunakan bahan bakar LPG Standard. selanjutnya kondisi operasi pengujian terbaik diatas memiliki kandungan emisi rata – rata senilai  $CO$  : 0,057 % vol. ;  $CO_2$  : 3,578 % vol ; dan HC : 85,5 Ppm dan masih dibawah ambang batas emisi.

## 5.2 Saran

Setelah menyelesaikan penelitian ini, mungkin masih banyak kekurangan dalam proses pengambilan data. Sehingga bagi peneliti lain yang tertarik dengan penelitian Gas Engine Generator set dapat menyempurnakan penelitian ini. Berikut adalah saran-saran untuk melakukan penelitian ini dengan variasi AFR dan sudut pengapian:

1. Sebaiknya perlu adanya alat pengatur tekanan gas yang ter integrasi dengan pengaturan temperatur operasi.
2. Sebaiknya variasi air blower tetap menggunakan blower motor DC karena karakteristiknya yang lebih mudah di atur debit udaranya.

3. Perlunya alat ukur tambahan yang bisa mengvalidasi sudut pengapian yang terjadi.



*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## LAMPIRAN

### Lampiran1

### Data hasil pengujian LPG Pertamina dari berbagai daerah

Tabel 1  
Hasil analisa Komposisi LPG di beberapa Depot di Indonesia

Komposisi	Depot A	Depot B	Terminal C	Terminal D
Metana	0,0000	0,0104	0,0085	0,0000
Etana	0,0305	0,2080	0,0075	0,8835
Propana	18,5929	57,4577	58,3223	61,5537
Propylene	5,0441	0,0000	0,0000	0,0000
Iso-butana	36,4438	16,8577	16,8411	17,7025
n-butana	8,7824	25,4775	24,0751	19,4270
1-butene	7,3811	0,0000	0,0000	0,0000
iso-butilen	9,8885	0,0000	0,0000	0,0000
cis-2-butene	5,1906	0,0000	0,0000	0,0000
trans-2-butene	8,4584	0,0583	0,0500	0,0000
Iso-pentana	0,0000	0,0583	0,0500	0,0000
1,3 butadiene	0,0035	0,0000	0,0000	0,0000
n-pentana	0,1844	0,0055	0,0068	0,3484
Neopentana	0,0000	0,1248	0,0988	0,1050
Gross heating Value (BTU/FT <sup>3</sup> )	3.063	2.830	2.818	2.792
Net Heating Value (BTU/FT <sup>3</sup> )	2.838	2.807	2.596	2.572

Tabel 2  
Analisa Sifat Fisika-Kimia LPG di beberapa Depot di Indonesia

Sifat fisika-kimia LPG	Depot A	Depot B	Terminal C	Terminal D
Vapor Pressure 100°F	92	110	105	95
Weathering Test 360°F	99	99	98	99
Copper Strip Corrosion 100°F	1b	1a	1b	1b
Total Sulfur	0,87	1,01	2,36	4,07
Water Content	No Free Water	No Free Water	No Free Water	No Free Water
Specific Gravity 60/60°F	0,57	0,54	0,54	0,53

Keterangan :

Depot A di Palembang, Sumatera Selatan

Depot B di Indramayu, Jawa Tengah

Depot C di Semarang, Jawa Tengah

Depot D di Denpasar, Bali



## Lampiran2

### Data hasil pengujian CNG for Vehicle - Sidoarjo

**Intertek**

COMPANY : PGN SBU II  
SOURCE : OFFTAKE WARU  
JOB NO. : PF120103-D

#### Compositional Analysis of Gas

Component	Mole %
H2S Hydrogen Sulphide	0.0000
CO2 Carbon Dioxide	0.7708
N2 Nitrogen	0.6573
C1 Methane	96.7251
C2 Ethane	0.9602
C3 Propane	0.5253
iC4 i-Butane	0.0980
nC4 n-Butane	0.1130
iC5 i-Pentane	0.0425
nC5 n-Pentane	0.0295
C6+ Hexanes plus	0.0783
Totals	100.0000

Analyzed by GPA 2261-00 Method

#### Sample Information

Sampling Date	16-Apr-2012
Sampling Time	15:00
Sampling Location	OFFTAKE WARU Surabaya
Sample Description	GAS
Cylinder Number	PGAS
Sampling Conditions	18 Bar @ 27.22 °C

#### Additional Sample Information

Opening Pressure ( psig )	290
Opening Temperature ( F )	120

#### Notes

Specific Gravity Gas	0.5813 @ 14.73 psia, 60 °F
Ideal Gross Calorific Value.	1025.4523 Btu/cuft @ 14.73 psia, 60 °F
Gas Compressibility Factor, Z	0.9979 @ 14.73 psia, 60 °F
Wobbe Index	1344.9 @ 14.73 psia, 60 °F

**YKAN**  
Negeri, Akademi Teknologi  
Mendukung the sustainability  
of our future

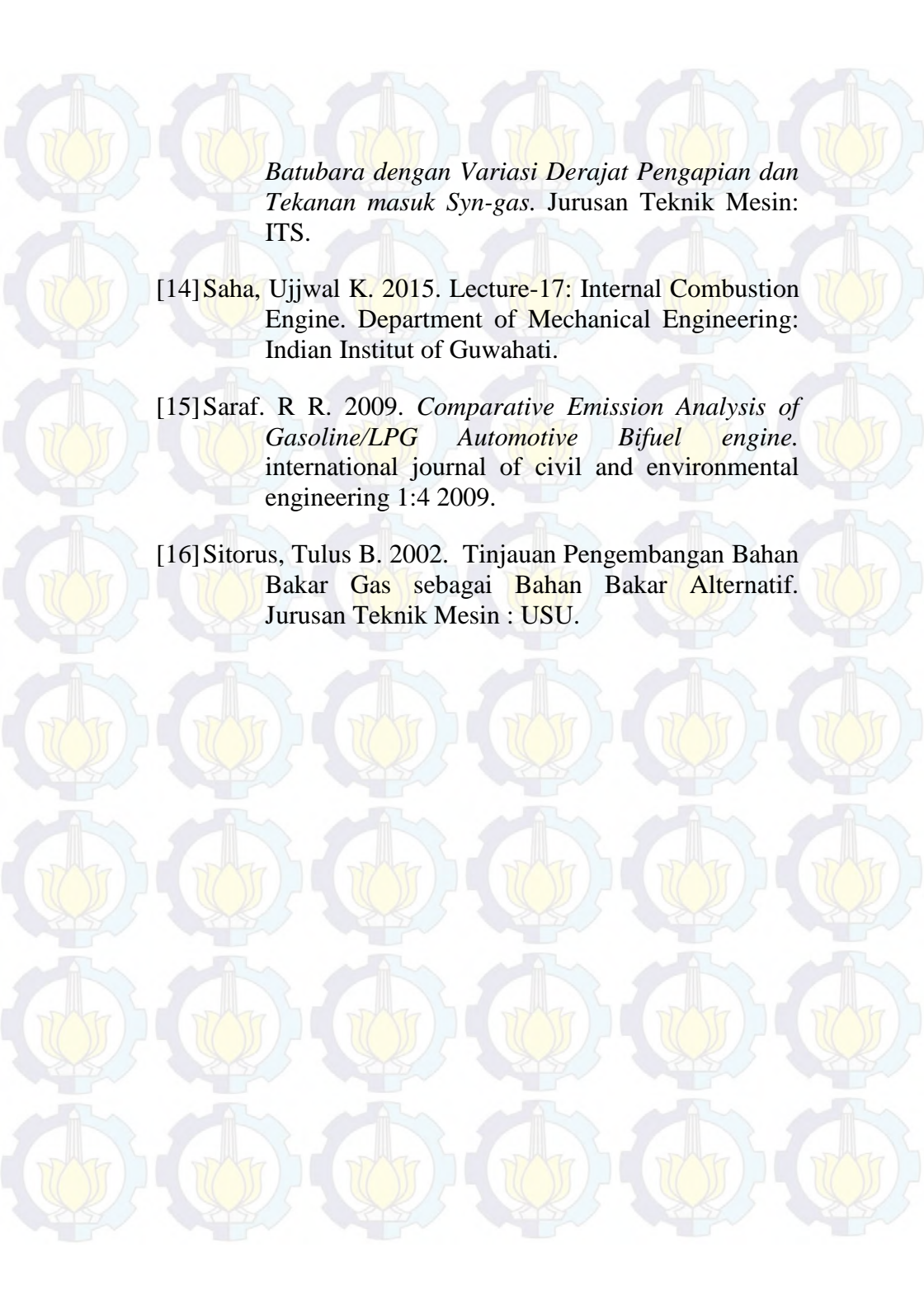
## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Ambaliya, Ashish M. 2014. Effect of Compression Ratio and Spark Timing on Performance and Emission of Dedicated 4-Stroke S.I Engine Fuelled With LPG: A Technical Review. International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). ISSN: 2278-0181 vol 3
- [2] Aminudin Achmad. 2014. *Peningkatan Performa Mesin Sinjai Berbahan Bakar Bi-fuel (Premium-Compressed Natural Gas) dengan Pengaturan Durasi Injeksi dan Air Fuel Ratio*. Jurusan Teknik Mesin : ITS
- [3] Ary, 2010. Motor bakar, <https://ary72uchiha.wordpress.com/2010/04/15/motor-bakar/>. Diakses 16 September 2015.
- [4] Brenda, Brevitt. 2002. *Alternative Vehicle Fuels*. Science and Environment Section. House of Commons library. Room 407, 1 Derby Gate, London, hal.46-47.
- [5] Ceviz, M.A. 2005. *Cyclic variations on LPG and gasoline-fuelled lean burn SI engine*. Renewable Energy 31 (2005) 1950–1960. Turkey.
- [6] Darade, P.M et al. 2013. *Investigation of Performance and emission of CNG Fueled VCR engine*. International Journal of Emerging Technology



and Advanced Engineering. ISSN 2250-2459, ISO 9001:2008 vol 3

- [7] ETSAP (Energy Technology System Analysis Programme). 2010. *Automotive LPG and Natural Gas Engines*. Technology Brief T03. [www.etsap.org](http://www.etsap.org).
- [8] Kementerian Negara Lingkungan Hidup. 2006. *Ambang Batas Emisi Gas Buang Kendaraan Bermotor Lama* Peraturan Menteri Negara Lingkungan Hidup Nomor 05 Tahun 2006.
- [9] Heywood, JB. 1998. *Internal Combustion Engine Fundamental*. Mc Graw Hill. New York, USA.
- [10] Mockus.S, Laurencas. R, Arturas. K, Neringa.K and Martynes.S (2013). *Liquefied petroleum gas (LPG) as a medium-term option in the transition to sustainable fuels and transport*. Renewable and sustainable energy review, no.32, 513-525.
- [11] NGV America. 2013. *A Comparison of Compressed Natural Gas and Propane For General Background Purposes*. [www.NGVAmerica.org](http://www.NGVAmerica.org)
- [12] Norazlan. 2008. *The Study of Combustion Characteristics for Different Compositions of LPG*. Faculty of Chemical and Natural Resources Engineering: Universiti Malaysia Pahang.
- [13] Prasetyo, Edy. 2014. *Unjuk Kerja LPG Engine-Generator Set menggunakan Syn-gas Gasifikasi*



*Batubara dengan Variasi Derajat Pengapian dan Tekanan masuk Syn-gas. Jurusan Teknik Mesin: ITS.*

[14] Saha, Ujjwal K. 2015. Lecture-17: Internal Combustion Engine. Department of Mechanical Engineering: Indian Institut of Guwahati.

[15] Saraf. R R. 2009. *Comparative Emission Analysis of Gasoline/LPG Automotive Bifuel engine.* international journal of civil and environmental engineering 1:4 2009.

[16] Sitorus, Tulus B. 2002. Tinjauan Pengembangan Bahan Bakar Gas sebagai Bahan Bakar Alternatif. Jurusan Teknik Mesin : USU.



## BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Surabaya, 26 Februari 1992, merupakan anak ketiga dari empat bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu, SDS Nurul Islam Surabaya, SMP Khadijah Surabaya, dan SMA Khadijah Surabaya. Pada tahun 2009 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI – ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2109 030 072. Selanjutnya penulis melanjutkan jenjang pendidikan S1 Teknik mesin di ITS pada tahun 2013. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Pelatihan LKMM Pra TD. Pelatihan LKMM TD. Pelatihan Jurnalistik Dasar, Pelatihan Jurnalistik Tingkat lanjut dari BEM FTI. penulis pernah melaksanakan kerja Praktek di JOB Pertamina East Java selama satu bulan pada 02 s/d 31 Agustus 2011 di bidang perawatan dan Piping Installation serta Di Pertamina EP Cepu mulai tgl 2 Juli 2012-31 Juli 2012.